

Министерство образования и науки Российской Федерации
федеральное государственное автономное образовательное учреждение
высшего образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт: Энергетический
Специальность: 140404 Атомные электрические станции и установки
Кафедра: Атомных и тепловых электростанций

ДИПЛОМНЫЙ ПРОЕКТ

Тема работы
ОЦЕНКА ЭФФЕКТИВНОСТИ СИСТЕМ РЕГЕНЕРАЦИИ ВЫСОКОГО ДАВЛЕНИЯ ПТУ НАСЫЩЕННОГО ПАРА С ПОДОГРЕВАТЕЛЯМИ РАЗНОГО ТИПА

УДК 621.184.4

Студент

Группа	ФИО	Подпись	Дата
5002	Недобитков Никита Евгеньевич		

Руководитель

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент кафедры АТЭС	Воробьев А.В.	к.т.н., доцент		

КОНСУЛЬТАНТЫ:

По разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент кафедры менеджмента	Сергейчик С.И.	к.т.н., доцент		

По разделу «Социальная ответственность»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент кафедры экологии и безопасности жизнедеятельности	Плахов А.М.	к.т.н., доцент		

По разделу «Автоматизация технологических процессов»

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент кафедры автоматизации технологических процессов	Иванова Е.В.	к.ф.-м.н.		

Нормоконтроль

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Ст. преподаватель кафедры АТЭС	М.А.Вагнер	-		

ДОПУСТИТЬ К ЗАЩИТЕ:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Заведующий кафедрой атомных и тепловых электростанций	Матвеев А.С.	к.т.н., доцент		

Томск – 2016 г

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Министерство образования и науки Российской Федерации
федеральное государственное автономное образовательное учреждение высшего
образования
**«НАЦИОНАЛЬНЫЙ ИССЛЕДОВАТЕЛЬСКИЙ
ТОМСКИЙ ПОЛИТЕХНИЧЕСКИЙ УНИВЕРСИТЕТ»**

Институт Энергетический

Специальность подготовки **140404 Атомные электрические станции и установки**

Кафедра «Атомных и тепловых электростанций»

УТВЕРЖДАЮ:
Зав. кафедрой АТЭС ЭНИН
А.С. Матвеев

(Подпись)

(Дата)

ЗАДАНИЕ
на выполнение выпускной квалификационной работы

В форме:

дипломного проекта

(бакалаврской работы, /работы, магистерской диссертации)

Студенту:

Группа	ФИО
5002	Недобиткову Никите Евгеньевичу

Тема работы:

**Оценка эффективности систем регенерации высокого давления ПТУ насыщенного
пара с подогревателями разного типа**

Утверждена приказом директора (дата, номер)

05.11.2015г №8671/С

Срок сдачи студентом выполненной работы:

15 января 2016 года

ТЕХНИЧЕСКОЕ ЗАДАНИЕ:

Исходные данные к работе

Материалы преддипломной практики и
специальная техническая литература.
Характеристики энергоблока АЭС с реактором
ВВЭР-1200, паротурбинной установки и
регенеративных подогревателей.

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Перечень подлежащих исследованию, проектированию и разработке вопросов	1. Краткое описание основного оборудования базового объекта 2. Обзор источников и обоснование темы ВКР 3. Составление и расчет принципиальной тепловой схемы ПТУ на номинальный режим. Расчет показателей тепловой экономичности. 4. Расчет коллекторно-спирального подогревателя. 5. Расчет камерного подогревателя. 6. Расчет ширмового подогревателя.
Перечень графического материала	1. Технологическая схема энергоблока – 1л. формата А1. 2. Развернутая схема паротурбинной установки – 1л. формата А1. 3. Сборочные чертежи ПВД разного типа – 3..4л. формата А1. 4. Функциональная схема КИП – 1л. формата А1.

Консультанты по разделам выпускной квалификационной работы

(с указанием разделов)

Раздел	Консультант
Финансовый менеджмент	Сергейчик С.И., доцент кафедры менеджмента
Социальная ответственность	Плахов А.М., доцент кафедры экологии и безопасности жизнедеятельности
Автоматизация технологических процессов	Иванова Е.В., доцент кафедры автоматизации технологических процессов

Дата выдачи задания на выполнение выпускной квалификационной работы по линейному графику	12 июня 2015 года
---	--------------------------

Задание выдал руководитель:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент кафедры АТЭС	Воробьев А.В.	к.т.н., доцент		12.06.15

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
5002	Недобитков Никита Евгеньевич		12.06.15

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА
«ФИНАНСОВЫЙ МЕНЕДЖМЕНТ, РЕСУРСОЭФФЕКТИВНОСТЬ И
РЕСУРСОСБЕРЕЖЕНИЕ»

Студенту:

Группа	ФИО
5002	Недобитков Никита Евгеньевич

Институт	Энергетический	Кафедра	АТЭС
Уровень образования	инженер	Специальность	Атомные электрические станции и установки

Исходные данные к разделу «Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение»:

1. Технические и эксплуатационные данные о подогревателях, расположение их, а так же заработная плата обслуживающего персонала	1. Технические и эксплуатационные данные о подогревателях, расположение их, а так же заработная плата обслуживающего персонала
2. Нормы и нормативы расходования ресурсов	
3. Используемая система сравнения типа оценочной карты, ставки налогов, отчислений, дисконтирования	

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Оценка сравнительной эффективности подогревателей разного типа	
2. Расчет капитальных вложений подогревателей	Расчет капитальных вложений подогревателей
3. Расчет годовых эксплуатационных расходов подогревателей, составление таблицы заработной платы персонала	Расчет годовых эксплуатационных расходов подогревателей, составление таблицы заработной платы персонала
4. Определение экономической оценки на основе сравнения капиталовложений, экономический эффект, график зависимости ставки дисконтирования от экономического эффекта	Определение экономической оценки на основе сравнения капиталовложений, экономический эффект, график зависимости ставки дисконтирования от экономического эффекта

Перечень графического материала(с точным указанием обязательных чертежей):

Итоговая таблица, график, формула расчета экономического эффекта

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	10 октября 2015г
---	------------------

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент кафедры менеджента.	Сергейчик С.И.	к.т.н., доцент		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
5002	Недобитков Никита Евгеньевич		

ЗАДАНИЕ ДЛЯ РАЗДЕЛА «СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ»

Студенту:

Группа	ФИО
5002	Недобитков Никита Евгеньевич

Институт	Энергетический	Кафедра	АТЭС
Уровень образования	инженер	Специальность	Атомные электростанции и установки

Исходные данные к разделу «Социальная ответственность»:

1. Описание рабочего места (рабочей зоны, технологического процесса, механического оборудования) на предмет возникновения:

- вредных проявлений факторов производственной среды (метеоусловия, вредные вещества, освещение, шумы, вибрации, электромагнитные поля, ионизирующие излучения)
- опасных проявлений факторов производственной среды (механической природы, термического характера, электрической, пожарной и взрывной природы)
- негативного воздействия на окружающую природную среду (атмосферу, гидросферу, литосферу)
- чрезвычайных ситуаций (техногенного, стихийного, экологического и социального характера)

2. Знакомство и отбор законодательных и нормативных документов по теме

1. Описание рабочего места (рабочей зоны, технологического процесса, механического оборудования) на предмет возникновения

- вредных проявлений факторов производственной среды (метеоусловия, вредные вещества, освещение, шумы, вибрации, электромагнитные поля, ионизирующие излучения)
- негативного воздействия на окружающую природную среду (атмосферу, гидросферу, литосферу)

2. Знакомство и отбор законодательных и нормативных документов по теме

Перечень вопросов, подлежащих исследованию, проектированию и разработке:

1. Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды в следующей последовательности:

- физико-химическая природа вредности, её связь с разрабатываемой темой;
- действие фактора на организм человека;
- приведение допустимых норм с необходимой размерностью (со ссылкой на соответствующий нормативно-технический документ);
- предлагаемые средства защиты (сначала коллективной защиты, затем – индивидуальные защитные средства)

1. Анализ выявленных вредных факторов проектируемой производственной среды в следующей последовательности:

- физико-химическая природа вредности, её связь с разрабатываемой темой;

<p>2. Анализ выявленных опасных факторов проектируемой производственной среды в следующей последовательности</p> <ul style="list-style-type: none"> – механические опасности (источники, средства защиты); – термические опасности (источники, средства защиты); – электробезопасность (в т.ч. статическое электричество, молниезащита – источники, средства защиты); – пожаровзрывобезопасность (причины, профилактические мероприятия, первичные средства пожаротушения) 	<p>2. Анализ выявленных опасных факторов проектируемой производственной среды в следующей последовательности</p> <ul style="list-style-type: none"> – термические опасности (источники, средства защиты); – пожаровзрывобезопасность (причины, профилактические мероприятия, первичные средства пожаротушения)
<p>3. Охрана окружающей среды:</p> <ul style="list-style-type: none"> – защита селитебной зоны – анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы); – анализ воздействия объекта на гидросферу (сбросы); – анализ воздействия объекта на литосферу (отходы); – разработать решения по обеспечению экологической безопасности со ссылками на НТД по охране окружающей среды. 	<p>3. Охрана окружающей среды:</p> <ul style="list-style-type: none"> – анализ воздействия объекта на атмосферу (выбросы); – разработать решения по обеспечению экологической безопасности со ссылками на НТД по охране окружающей среды.
<p>4. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</p> <ul style="list-style-type: none"> – специальные (характерные для проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства; – организационные мероприятия при компоновке рабочей зоны 	<p>4. Правовые и организационные вопросы обеспечения безопасности:</p> <ul style="list-style-type: none"> – специальные (характерные для проектируемой рабочей зоны) правовые нормы трудового законодательства;

Дата выдачи задания для раздела по линейному графику	12 октября 2015
--	-----------------

Задание выдал консультант:

Должность	ФИО	Ученая степень, звание	Подпись	Дата
Доцент кафедры экологии и безопасности жизнедеятельности	Плахов А.М.	к.т.н., доцент		

Задание принял к исполнению студент:

Группа	ФИО	Подпись	Дата
5002	Недобитков Никита Евгеньевич		

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Реферат

Выпускная квалификационная работа 99с., 20 рисунков, 9 таблиц, 9 источника, 6 л. графич. материала.

Ключевые слова: подогреватели высокого давления, конструкция, гидравлические потери, стоимость.

Объектом исследования являются регенеративные подогреватели высокого давления ПТУ Нижегородской АЭС.

Цель работы - Оценка эффективности систем регенерации высокого давления ПТУ насыщенного пара с подогревателями разного типа.

В процессе работы производились тепловой и конструкторский расчеты подогревателей, а так же стоимость.

Достигнутые данные позволяют произвести оценку подогревателей по трем категориям: масса, потери давления, стоимость.

При сохранении существующих конструктивных особенностях подогревателей, производится расчет трубного пучка, корпуса и патрубков, при одинаковом расходе питательной воды что позволяет сравнивать их между собой на одних условиях.

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		7

ОГЛАВЛЕНИЕ

ВВЕДЕНИЕ	10
1 КРАТКОЕ ОПИСАНИЕ ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ БАЗОВОГО ОБЪЕКТА	12
2 ОБЗОР ИСТОЧНИКОВ И ОБОСНОВАНИЕ ТЕМЫ ВКР	14
2.1 Достоинства и недостатки ПВД разных типов.	15
3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОТНОСИТЕЛЬНОГО РАСХОДА ПАРА НА РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВАТЕЛЬ	19
3.1 Параметры пара после двухступенчатого перегрева:	21
3.2 Составление и решение уравнения материальных и тепловых балансов всех элементов схемы	21
3.3 Проверка материального баланса рабочего тела	29
3.4 Расчет показателей тепловой экономичности.....	31
4 РАСЧЕТ КОЛЛЕКТОРНО-СПИРАЛЬНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ	33
4.1 Гидравлический расчет коллекторно-спирального подогревателя	44
4.2 Механический расчет элементов подогревателя	46
4.3 Расчет стоимости подогревателя.....	47
5 РАСЧЕТ КАМЕРНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ	49
5.1 Гидравлический расчет подогревателя.....	55
5.2 Механический расчет элементов подогревателя	56
5.3 Расчет стоимости подогревателя.....	58
6 РАСЧЕТ ШИРМОВОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ	60
6.1 Расчет площади теплопередающей поверхности подогревателя.....	61
6.2 Конструкторский расчет	65
6.3 Гидравлический расчет	67
6.4 Механический расчет элементов подогревателя	71
6.5 Расчет стоимости подогревателя.....	72
7 СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ТЕПЛО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ РАЗНОГО ТИПА	74
7.1 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение	74
7.2 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения	74
7.3 Расчёт капитальных вложений (инвестиций) подогревателя ПВД-КС.....	75
7.4 Расчёт капитальных вложений (инвестиций) подогревателя ПВД-К.....	77
7.5 Расчёт годовых эксплуатационных расходов подогревателя ПВД-КС.....	80

7.6 Расчёт годовых эксплуатационных расходов подогревателя ПВД-К	84
7.7 Экономическая оценка инвестиций на основе сравнения капиталовложений.....	85
8 СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ	89
8.1 Производственная безопасность.	89
9 АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ	92
9.1 Обоснование создания система теплотехнического контроля.....	92
9.2 Разработка структуры системы теплотехнического контроля	93
9.3 Уровень конденсата	93
9.4 Проектирование функциональной схемы СТТК	94
9.5 Выбор технических средств СТТК	96
СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ	100

ГРАФИЧЕСКИЙ МАТЕРИАЛ:

На отдельных
листах

ФЮРА. 311125.002 Т2 Общая технологическая схема энергоблока
ВВЭР 1200.

ФЮРА. 311115.003 ТС Развернутая тепловая схема паротурбинной
установки ВВЭР 1200.

ФЮРА. 311352.004 ВО Подогреватель высокого давления коллекторно-
спирального типа. Чертеж общего вида

ФЮРА. 311351.005 ВО Подогреватель высокого давления камерного
типа. Чертеж общего вида.

ФЮРА. 311352.006 СБ Ширмовый подогреватель высокого давления.
Сборочный чертеж.

ФЮРА. 421000.013 С2 Принципиальная схема АСР уровня в ПВД.
Схема функциональная.

CD –диск.

ФЮРА. 311125.002 Т2 Общая технологическая схема энергоблока
ВВЭР 1200.

ФЮРА. 311115.003 ТС Развернутая тепловая схема паротурбинной
установки ВВЭР 1200.

ФЮРА. 311352.004 ВО Подогреватель высокого давления коллекторно-
спирального типа. Чертеж общего вида

ФЮРА. 311351.005 ВО Подогреватель высокого давления камерного
типа. Чертеж общего вида.

ФЮРА. 311352.006 СБ Ширмовый подогреватель высокого давления.
Сборочный чертеж.

ФЮРА. 421000.013 С2 Принципиальная схема АСР уровня в ПВД.
Схема функциональная.

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		9

ВВЕДЕНИЕ

Рост народонаселения земного шара и как следствие возрастающие потребности неизбежно ведут к увеличению производства товаров, обеспечивающих жизнедеятельность человечества. В условиях интенсивного научно – технического прогресса неуклонно растет производительность труда. Все это требует применения возрастающего количества энергоресурсов. Современные масштабы использования энергоресурсов таковы, что нельзя не задумываться об их исчерпаемости, а так же о последствиях их воздействия на окружающую среду.

Основной источник энергии в настоящее время – органическое топливо (уголь, нефть, газ). Вслед за ними идут гидроресурсы и ядерное топливо.

Так как органическое топливо является практически невозполнимым то очевидно, что необходимо в ближайшее время более широко внедрять в энергетику нетрадиционные источники энергии, в том числе ядерную энергетику.

Ядерная энергетика развивается во многих странах мира. Достигнута и продемонстрирована возможность вырабатывать на АЭС электроэнергию в промышленных масштабах, экономично и при нормальной радиационной обстановке как на самой станции, так и вблизи неё. При работе АЭС исключается загрязнение воздушного бассейна сернистыми соединениями и различными продуктами сгорания, которые в большом количестве выбрасываются из дымовых труб электростанций, работающих на органическом топливе.

Увеличение доли электроэнергии, вырабатываемой на АЭС, сопровождается созданием паротурбинных установок различных типов при неуклонном возрастании единичной мощности турбоагрегатов, повышаются и требования, предъявляемые к их надежности, экономичности, маневренности и другим эксплуатационным показателям.

Современные схемы систем регенерации ПТУ ТЭС и АЭС,

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						10
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

включающие систему регенерации низкого давления (СРНД), деаэрационную установку (есть схемы без деаэраторов) и систему регенерации высокого давления (СРВД), обеспечивают повышение экономичности всей ЭУ на 13 - 14 %. При этом на долю СРВД приходится до 6-7 % повышения КПД ЭУ.

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						11
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

1 КРАТКОЕ ОПИСАНИЕ ОСНОВНОГО ОБОРУДОВАНИЯ БАЗОВОГО ОБЪЕКТА

В составе блока с водо-водяным энергетическим реактором ВВЭР-1200 работает турбоустановка К-1200-60/1500. Влажнопаровая конденсационная турбина К-1200-60/1500-2 с выносной сепарацией и однократным двухступенчатым паровым промежуточным перегревом (паром первого отбора и свежим паром), с частотой ротора вращения 1500 об/мин является основным оборудованием второго контура.

Турбина предназначена для работы на свежем паре с давлением 6,88 МПа и температурой 283,7 °С, при промежуточном перегреве до 280 °С. Давление пара перед ЦНД - 1,108 МПа. Давление пара у входа в конденсаторы при номинальной мощности и температуре охлаждающей воды 15 °С равно 0,0035 МПа. Турбина одновальная, четырехцилиндровая, состоит из одного двухпоточного цилиндра высокого давления (ЦВД) и двух двухпоточных цилиндров низкого давления (ЦНД). Между цилиндрами высокого и низкого давления расположены сепаратор и двухступенчатый паропаровой перегреватель. Греющей средой первой ступени паропароперегревателя является пар первого отбора турбины, греющей средой второй ступени - свежий пар из парогенератора.

Отработавший в ЦНД пар поступает в три двухходовых конденсатора подвального исполнения, расположенные перпендикулярно оси турбины. Конденсаторы турбины снабжены двенадцатью пароприемными устройствами, благодаря которым при сбросах электрической нагрузки и при подъеме тепловой мощности реактора перед пуском турбины можно удерживать реакторную установку на уровне примерно 40 % мощности, сбрасывая пар в конденсаторы турбины. Конденсаторы снабжены устройством для непрерывной очистки трубок резиновыми шариками.

Для предотвращения подсоса воздуха и протечек пара через уплотнения в машинный зал работает автоматическая система подвода и отсоса пара из концевых лабиринтовых уплотнений. Утечки пара из первых камер

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						12
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

концевых уплотнений ЦВД направляются в четвертый отбор к ПНД-4. К предпоследним камерам всех концевых уплотнений подводится запирающий пар из деаэратора питательной воды. Из последних камер паровоздушная смесь отсасывается эжектором уплотнений.

Турбина имеет сеть нерегулируемых отборов пара, предназначенных для регенеративного подогрева основного конденсата и питательной воды в подогревателях низкого давления, деаэраторах, подогревателях высокого давления, для питания приводных турбин ТПН, подогрева сетевой воды и для собственных нужд АЭС.

В состав ПТУ, кроме турбины, входит оборудование конденсатно-питательного тракта. Конденсат отработавшего в турбине пара двумя последовательно включенными группами конденсатных насосов подается в конденсатный тракт, включающий регенеративные подогреватели низкого давления, и далее в деаэратор. Из деаэратора в питательный насос с турбоприводом поступает питательная вода, свободная от растворенных в ней коррозионно-активных (кислорода и углекислого газа) и других газов. Питательная вода поступает в регенеративные подогреватели высокого давления, а из них - в парогенератор. Все регенеративные подогреватели поверхностного типа. Греющий пар поступает в них из нерегулируемых отборов пара турбины. Контур рабочего тела в пределах турбоустановки замкнут.

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						13
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

2 ОБЗОР ИСТОЧНИКОВ И ОБОСНОВАНИЕ ТЕМЫ ВКР

Первые отечественные аппараты, созданные для турбоустановок ТЭС и АЭС имели вертикальную коллекторную конструкцию с теплообменной поверхностью из спиралевидных труб (типов ПВСС, ПВ или ПВД) (рисунок 1) [8].

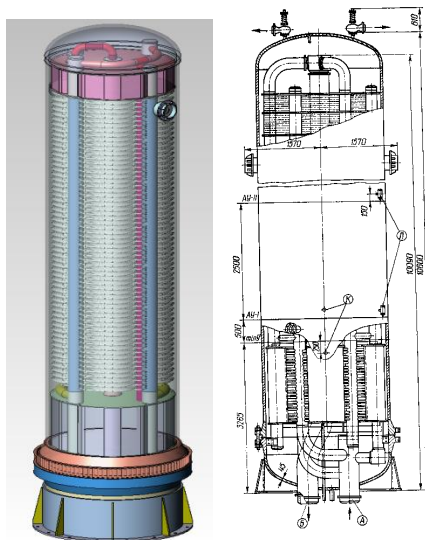


Рисунок 1 – ПВД коллекторно-спиральной конструкции

В настоящее время, на станциях применяются ПВД коллекторно-спиральной конструкции (ТКЗ) и камерные ПВД (НПО “ЦКТИ” совместно с ОАО “ИК“ЗИОМАР”) (рисунок 2) [8].

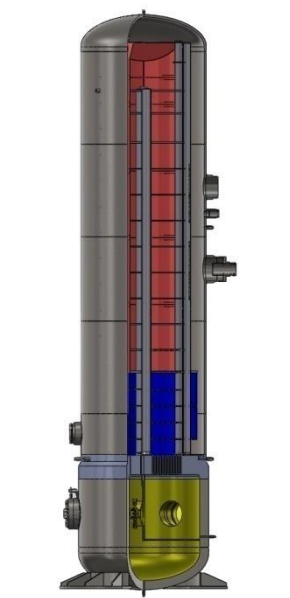


Рисунок 2 – ПВД камерной конструкции

Однако поставщиками подогревателей высокого давления (ПВД) для тепловых станций с давлением рабочей среды более 12 МПа являются заводы, изготавливающие подогреватели высокого давления коллекторно-спирального типа (ТКЗ).

2.1 Достоинства и недостатки ПВД разных типов.

2.1.1 Коллекторно спиральная конструкция не идеальна и имеет ряд недостатков:

1) применение углеродистой стали в качестве теплообменной поверхности приводит к:

- коррозионно-эрозионному износу труб;
- выносу продуктов коррозии в паропроизводящую установку;

2) длительный простой из-за ремонта ухудшает КПД турбоустановки, эксплуатация с отключенными ПВД отрицательно влияет на работоспособность и надёжность паропроизводящих установок;

3) наличие неконтролируемых неразрушающим методами угловых сварных швов приварки змеевиков к коллектору приводит к частым остановам, ремонтам при отбраковке этих сварных швов в первые два года эксплуатации;

4) при эксплуатации в режиме скользящего начального давления и регулировочном диапазоне накоплена статистика неисправностей (свищи в угловых соединениях спиралей и коллекторов, повреждения сварных соединений приварки донышек к коллекторам) и замечаний (не эффективная работа схемы Виолена);

5) коррозионно-эрозионный износ входных участков змеевиков из углеродистой стали обуславливает необходимость проведения контроля при каждом длительном останове ПВД;

6) существующие ограничения по высоте отметки машзала (крюка крана) зачастую не позволяют набрать поверхность теплообмена,

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						15
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

необходимую для обеспечения оптимальных недогревов питательной воды в каждом ПВД.

В отличие от коллекторных ПВД, конструкции камерных подогревателей позволяют использовать простые решения для возможности ремонта поверхности теплообмена без ее замены. Эти ПВД наиболее приспособлены к использованию труб малого диаметра (16мм), что позволяет снизить металлоемкость и увеличить компактность аппаратов при прочих равных условиях, что ряд преимуществ камерных ПВД перед коллекторными:

- конструкция камерных ПВД более проста в изготовлении;
- меньшее число гибов труб поверхности теплообмена;
- разработана технология обварки труб к толстостенным элементам;
- обеспечивается легкий доступ к трубной доске для глушения поврежденных труб;
- низкая металлоемкость и, как следствие, компактность аппарата.

Не смотря на ряд преимуществ, использовании данной конструкции на ТЭС с параметрами острого пара более 12МПа не возможно, так как технически сложен процесс изготовления элементов ПВД, находящихся под эти давлением (водяная камера).

Так же были рассмотрен ряд зарубежных аппаратов. Так, например, широкое распространение в Германии, Франции и других странах получили подогреватели коллекторно ширмовой конструкции с U-образной или ширмовой трубной системой (рисунок 3). К недостаткам ПВД данного типа можно отнести трудоемкость изготовления трубного пучка, сложность сборки ширмы с коллектором и необходимость дополнительного оборудования для обслуживания и ремонта.

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						16
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

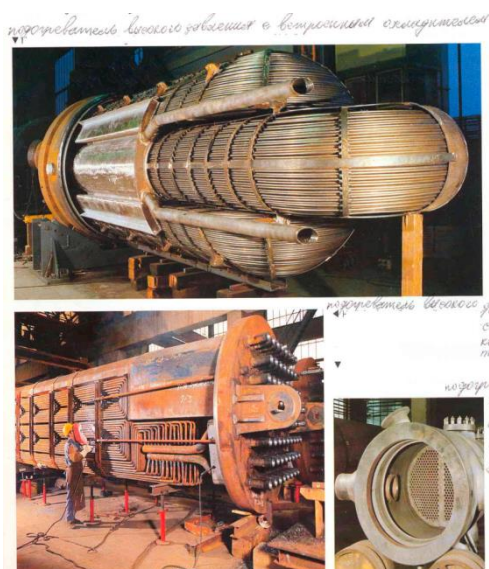


Рисунок 3 – Коллекторный ПВД фирмы «Balcke-durr» (слева), ПВД горизонтального типа фирмы «ALSTOM» (справа).

2.1.2 Преимущества и недостатки ПВД-К типа:

Преимущества:

- полноценный эффективный охладитель конденсата на холодном ходу питательной воды;
- референтность технологии изготовления.

Недостатки:

- увеличение массы по сравнению с существующими ПВД;
- сложность выделения зоны ОП;
- сложность сверления трубной доски;
- сложность закрепления теплообменных труб при вертикальном сверлении отверстий;
- сложность реализации охладителя пара по схеме Виолена.

2.1.3 Преимущества и недостатки ПВД-Ш типа:

Преимущества:

- снижение массы по сравнению с существующими ПВД;
- возможность организации полноценного эффективного охладителя пара (актуально для блоков БН-1200 и большинства подогревателей ТЭС);

- полноценный эффективный охладитель конденсата на холодном ходу питательной воды;
- исключается необходимость продувки воздуха в теплообменных трубах при гидроиспытаниях.

Недостатки:

- большое число гибов теплообменной трубы;
- технологическая сложность набивки теплообменной поверхности и заводки в трубные доски;
- возможность применения только высоколегированных сталей;
- сложность реализации охладителя пара по схеме Виолена.

Исходя из приведенного выше анализа достоинств и недостатков конструкций подогревателей высокого давления интерес представляет оценка эффективности использования этих подогревателей в системах регенерации высокого давления ПТУ насыщенного пара.

Для решения данной задачи необходимо разработать алгоритм проектного расчета и произвести сам для подогревателей разного типа, в нашем случае это ПВД-КС, ПВД-К и ПВД-Ш.

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						18
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

3 ОПРЕДЕЛЕНИЕ ОТНОСИТЕЛЬНОГО РАСХОДА ПАРА НА РЕГЕНЕРАТИВНЫЙ ПОДОГРЕВАТЕЛЬ

Целью является уточнение параметров и расходов в элементах ПТС турбоустановки типа К-1200-60/1500-2

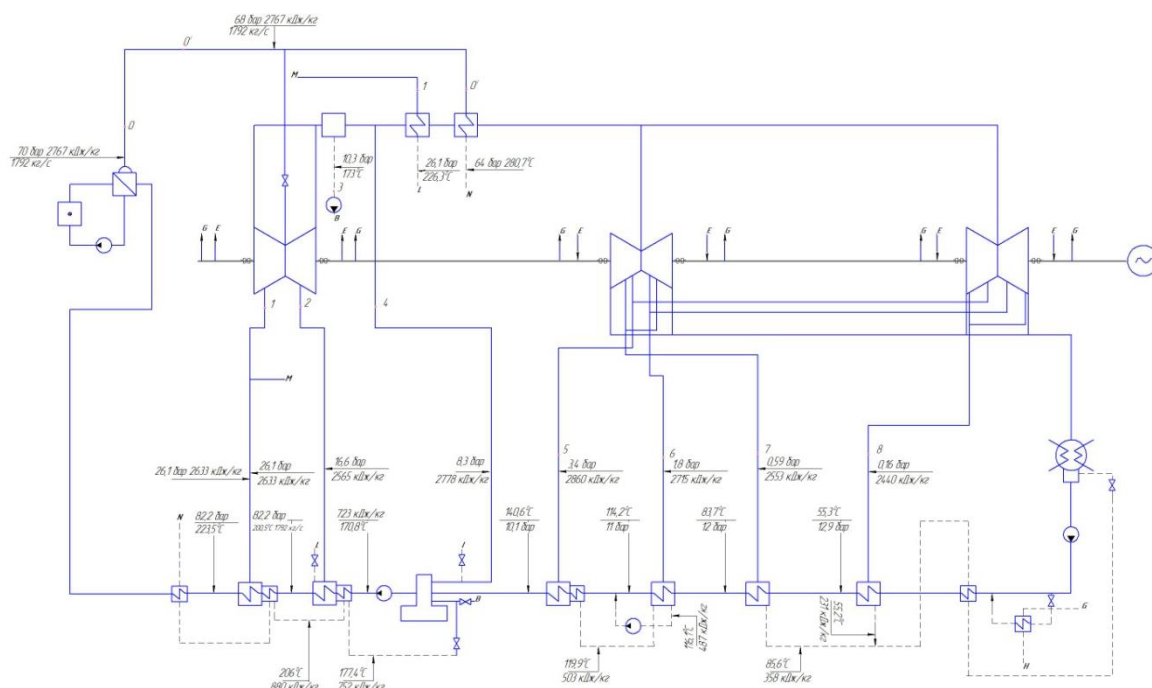


Рисунок 4 – Расчетная тепловая схема ТУ

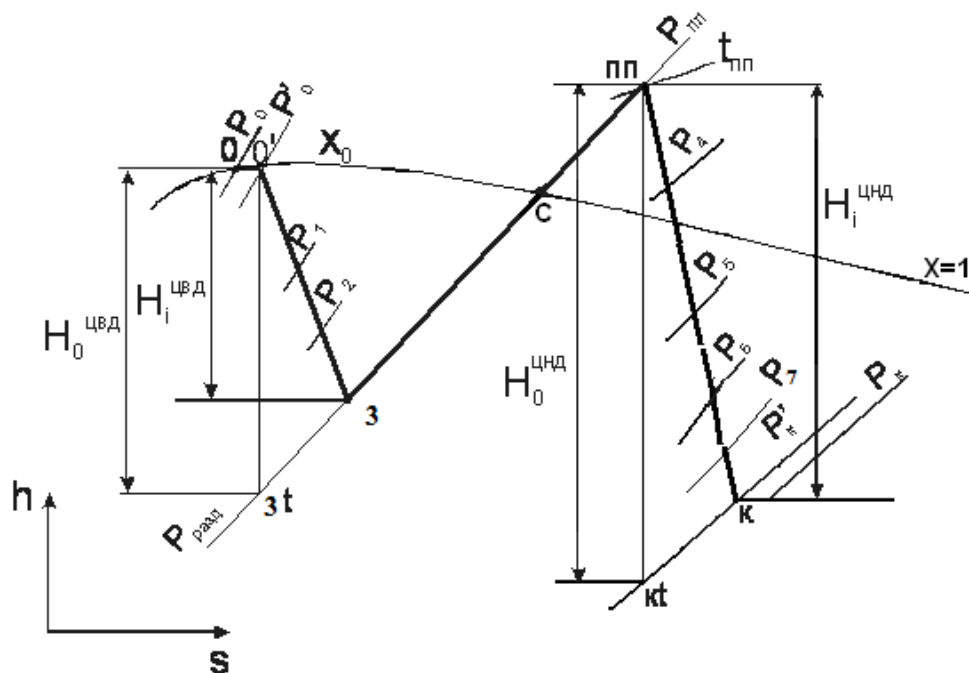


Рисунок 5 – Процесс расширения пара в турбине.

Таблица 1 – Параметров пара, питательной воды и основного конденсата

Точка процесса	Подогреватель	Энтальпия пара, кДж/кг	Давление в точке, МПа	Температура дренажа, °С	Энтальпия дренажа, кДж/кг	Температура ПВ и ОК, °С	Энтальпия ПВ и ОК, кДж/кг	Удельная работа отборов, кДж/кг	Коэффициент недовыработки мощности	Давление ПВ и ОК, бар
0		2767	7	-	-	-		-	-	-
0'		2767	6,8	-	-	-		-	-	-
	ПП2	2767	6,42	280,7	1240	-		-	-	-
1	ПВД 1	2633	2,61	206	880	223,5	961	135	0,88	8,22
	ПП1	2633	2,61	226,3	973	-				
2	ПВД 2	2565	1,66	177,4	752	200,5	857	203	0,82	8,22
3	С	-	1,03	173	732	-		-	-	-
4	Д	2778	0,83	170,8	723	170,8	723	262	0,768	0,83
5	ПНД 1	2860	0,34	119,9	503	140,6	592	358	0,683	1,01
6	ПНД 2	2715	0,18	116,1	487	114,2	480	502	0,554	1,1
7	ПНД 3	2553	0,059	85,6	358	83,7	351	665	0,41	1,2
8	ПНД 4	2440	0,016	55,2	231	53,3	224	778	0,31	1,29
К	К	2153	0,0055	34,6	147	34,6	147	0	0	0,055

					ФЮРА311352.001 ПЗ	Лис
						20
Изм	Лис	№ докум	Подп	Лат		

3.1 Параметры пара после двухступенчатого перегрева:

Первая ступень перегрева:

$\Delta t_{\text{пп1}} = 15 - 20 \text{ }^{\circ}\text{C}$, температурный напор в первой ступени перегрева;

$t'_{\text{пп1}} = f(P_1) = 226,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$, – температура дренажа после ПП1;

$t'_{\text{пп1}} = t'_{\text{пп1}} - \Delta t_{\text{пп1}} = 226,3 - 15 = 211,3 \text{ }^{\circ}\text{C}$,

$t'_{\text{пп1}}$ - температура нагреваемого пара на выходе из ПП1;

$P_{\text{пп1}} = P_c \cdot 0,97 = 1,03 \cdot 0,97 = 1 \text{ МПа}$,

$P_{\text{пп1}}$ - давление нагреваемого пара на выходе из ПП1;

$h_{\text{пп1}} = f(t_{\text{пп1}}, P_{\text{пп1}}) = 2855 \text{ кДж/кг}$, энтальпия нагреваемого пара на выходе из ПП1.

Вторая ступень перегрева:

$\Delta t_{\text{пп2}} = 20 - 25 \text{ }^{\circ}\text{C}$, температурный напор во второй ступени перегрева;

$t'_{\text{пп2}} = f(P_0) = 280,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$, – температура дренажа после ПП2;

$t'_{\text{пп2}} = t'_{\text{пп2}} - \Delta t_{\text{пп2}} = 280,7 - 25 = 255,7 \text{ }^{\circ}\text{C}$,

$t'_{\text{пп2}}$ - температура нагреваемого пара на выходе из ПП2;

$P_{\text{пп2}} = P_{\text{пп1}} \cdot 0,97 = 1 \cdot 0,97 = 0,97 \text{ МПа}$,

$P_{\text{пп2}}$ – давление нагреваемого пара на выходе из ПП2;

$h_{\text{пп2}} = f(t_{\text{пп2}}, P_{\text{пп2}}) = 2956 \text{ кДж/кг}$, энтальпия нагреваемого пара на выходе из ПП2.

3.2 Составление и решение уравнения материальных и тепловых балансов всех элементов схемы

Целью расчёта регенеративных подогревателей является определение относительных расходов греющего пара на них из отборов турбины.

Для определения этих расходов составляются последовательно, а также совместно решаются уравнения материального и теплового баланса теплообменников. В тепловых схемах установок насыщенного пара АЭС предусмотрен сброс сепарата из сепаратора и отвод дренажа греющего пара промежуточных пароперегревателей в регенеративные подогреватели. Возникает сложность определения. Поэтому при расчёте тепловых схем АЭС

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						21
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

требуется современное решение системы балансовых уравнений для этих взаимосвязанных элементов.

В тепловой схеме АЭС сначала рассчитываем ПВД, против хода питательной воды, потом деаэратор и затем группу ПНД от деаэратора к конденсатору, значение энтальпий смотрим в таблице 1.

Охладитель дренажа ПП2

$\alpha_{пв} = \alpha_0 + \alpha_{пп2} + \alpha_{упл}$, относительный расход питательной воды;

$\alpha_0 = 1$, относительный расход пара на турбину;

$\alpha_{пп2}$ – относительный расход пара в подогревателе второй ступени;

$\alpha_{упл}$ – относительный расход пара на уплотнения;

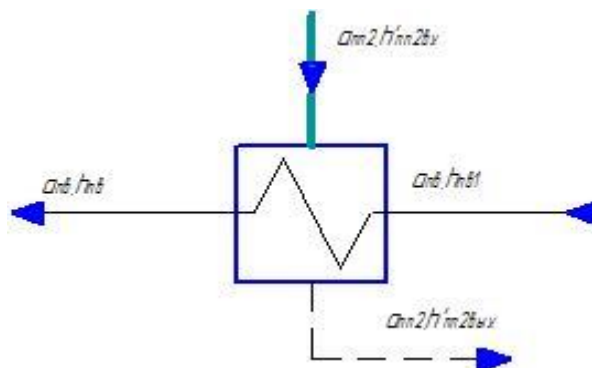


Рисунок 6 – Расчетная схема охладителя дренажа ПП2

Составим уравнение теплового баланса для охладителя дренажа ПП2:

$$\alpha_{nn2}(h'_{nn2вх} - h'_{nn2вых}) = \alpha_{пв}(h_{пв} - h_{пв1}) / \eta_n;$$

$$\alpha_{пв} = \alpha_0 + \alpha_{nn2} + \alpha_{упл}.$$

Принимаем $\alpha_{упл} = 0,002$.

ПВД1

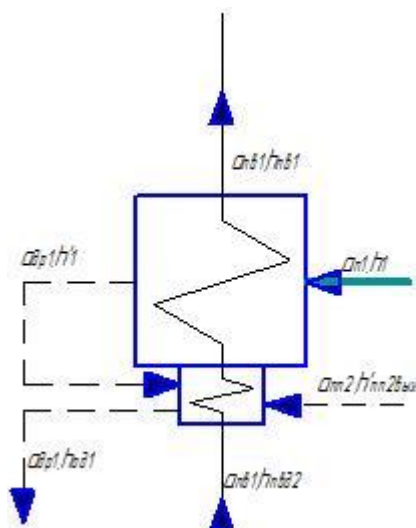


Рисунок 7 – Расчетная схема охладителя ПВД1

Составим уравнение теплового баланса для подогревателя с охладителем дренажа:

$$\alpha_1 (h_1 - h_{od1}) + \alpha_{nn2} (h'_{nn2вых} - h_{od1}) = \alpha_{ne1} (h_{ne1} - h_{ne02}) / \eta_n;$$

Составим уравнения для ПВД2, деаэратора, сепаратора, ПП1 и решим их в системе;

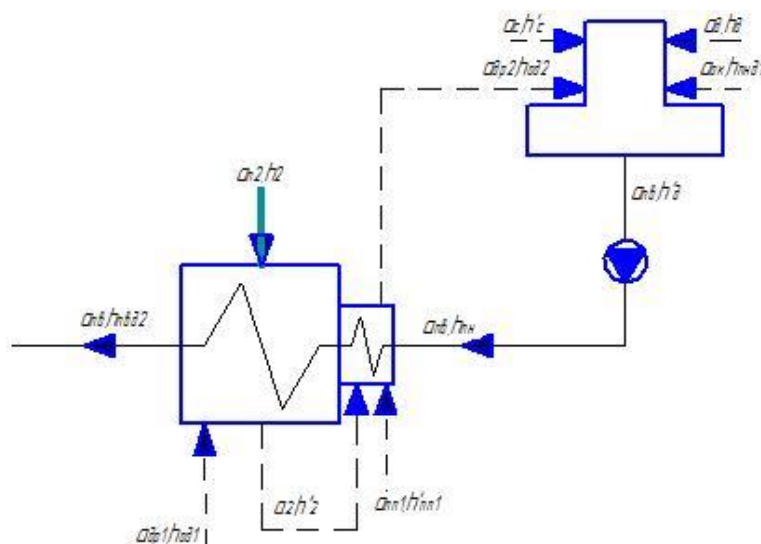


Рисунок 8 – Расчетная схема деаэратора и ПВД2

Уравнение для ПВД2:

$$\alpha_2 (h_2 - h_{od2}) + \alpha_{nn1} (h'_{nn1} - h_{od2}) + \alpha_{dp1} (h_{od1} - h_{od2}) = \alpha_{ne} (h_{ne02} - h_{nn}) / \eta_n;$$

$$\alpha_{dp2} = \alpha_{dp1} + \alpha_2 + \alpha_{nn1}.$$

Уравнение для деаэратора:

$$\alpha_{ок} + \alpha_{\partial} + \alpha_{\partial p2} + \alpha_c = \alpha_{н6};$$

$$\alpha_{ок} \cdot h_{н\partial 1} + \alpha_{\partial} \cdot h_{\partial} + \alpha_{\partial p2} \cdot h_{\partial \partial 2} + \alpha_c \cdot h'_c = \frac{\alpha_{н6} \cdot h'_{\partial}}{\eta_{см}};$$

Сепаратор:

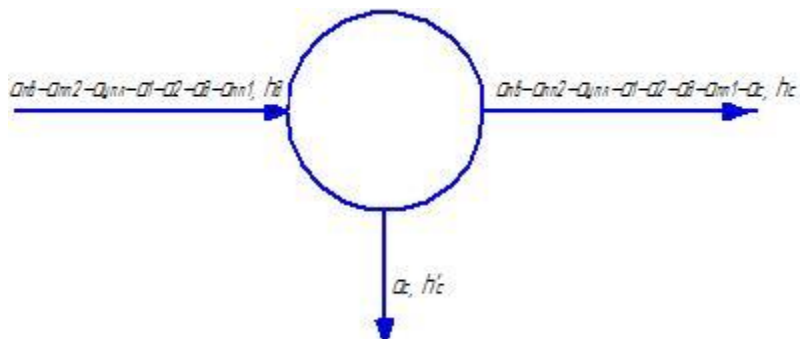


Рисунок 9 – Расчетная схема сепаратора

Уравнение для сепаратора:

$$\begin{aligned} & (\alpha_{н6} - \alpha_{нн2} - \alpha_{нн1} - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_{\partial} - \alpha_{нн1}) \cdot h_{\partial} \cdot \eta_c = \\ & = (\alpha_{н6} - \alpha_{нн2} - \alpha_{нн1} - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_{\partial} - \alpha_{нн1} - \alpha_c) \cdot h_c + \alpha_c \cdot h'_c \end{aligned}$$

$$h'_c = f(p_c) = f(1,03 \text{ МПа}) = 732 \text{ кДж / кг};$$

$$\eta_c = 0,99.$$

Перегреватель первой ступени:

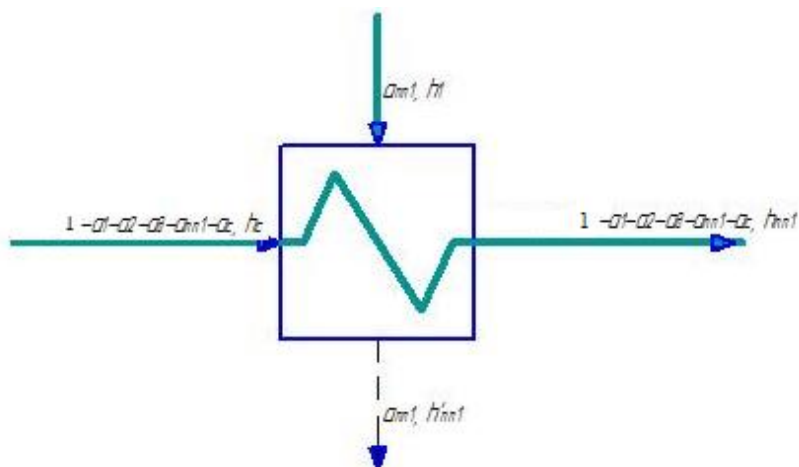


Рисунок 10 – Расчетная схема ПП1

$$\frac{(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_{\partial} - \alpha_{нн1} - \alpha_c) \cdot (h_{нн1} - h_c)}{\eta_{нн}} = \alpha_{нн1} \cdot (h_1 - h'_{нн1});$$

$$h'_{нн1} = f(P_{нн1}) = f(2,6 \text{ МПа}) = 973 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$\eta_{нн} = 0,99.$$

Перегреватель второй ступени

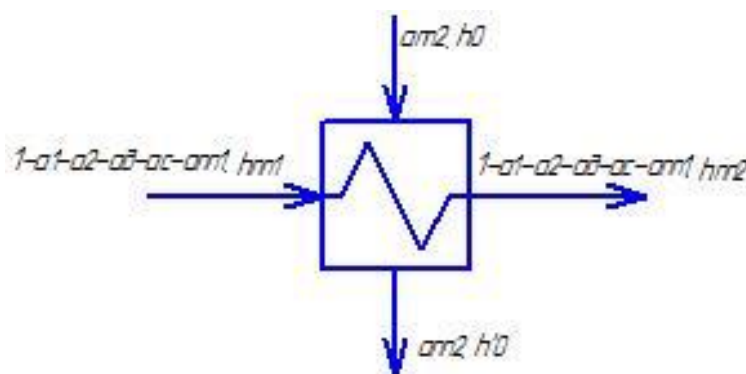


Рисунок 11 – Расчетная схема ПП2

$$\frac{(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_\delta - \alpha_{nn1} - \alpha_c) \cdot (h_{nn2} - h_{nn1})}{\eta_{nn}} = \alpha_{nn2} \cdot (h_0 - h'_0);$$

$$h'_0 = f(P_0) = f(6,8 \text{ МПа}) = 1240 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}};$$

$$\eta_{nn} = 0,99.$$

Составим систему уравнений из полученных уравнений:

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha_{nn2}(h'_{nn2\text{вых}} - h'_{nn2\text{вх}}) = \alpha_{n6}(h_{n6} - h_{n61}) / \eta_n; \\ \alpha_{n6} = \alpha_0 + \alpha_{nn2} + \alpha_{yn1}; \\ \frac{(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_\delta - \alpha_{nn1} - \alpha_c) \cdot (h_{nn2} - h_{nn1})}{\eta_{nn}} = \alpha_{nn2} \cdot (h_0 - h'_0); \\ \alpha_1(h_1 - h_{o\delta 1}) + \alpha_{nn2}(h'_{nn2\text{вх}} - h_{o\delta 1}) = \alpha_{n61}(h_{n61} - h_{n6\delta 2}) / \eta_n; \\ \alpha_2(h_2 - h_{o\delta 2}) + \alpha_{nn1}(h'_{nn1} - h_{o\delta 2}) + \alpha_{dp1}(h_{o\delta 1} - h_{o\delta 2}) = \alpha_{n6}(h_{n6\delta 2} - h_{nn}) / \eta_n; \\ \alpha_{dp2} = \alpha_{dp1} + \alpha_2 + \alpha_{nn1}; \\ \alpha_{ок} \cdot h_{nn\delta 1} + \alpha_\delta \cdot h_\delta + \alpha_{dp2} \cdot h_{o\delta 2} + \alpha_c \cdot h'_c = \frac{\alpha_{n6} \cdot h'_\delta}{\eta_{см}}; \\ \alpha_{ок} + \alpha_\delta + \alpha_{dp2} + \alpha_c = \alpha_3 + \alpha_{n6}; \\ (\alpha_{n6} - \alpha_{nn2} - \alpha_{yn1} - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_\delta - \alpha_{nn1}) \cdot h_\delta \cdot \eta_c = (\alpha_{n6} - \alpha_{nn2} - \alpha_{yn1} - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_\delta - \alpha_{nn1} - \alpha_c) \cdot h_c + \alpha_c \cdot h'_c; \\ \frac{(\alpha_{n6} - \alpha_{nn2} - \alpha_{yn1} - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_\delta - \alpha_{nn1} - \alpha_c) \cdot (h_{nn1} - h_c)}{\eta_{nn}} = \alpha_{nn1} \cdot (h_1 - h'_{nn1}). \end{array} \right.$$

Подставим в систему известные значения и решим ее:

$$\left\{ \begin{array}{l} \alpha_{nn2}(1240,3 - h'_{nn2\text{бых}}) = \alpha_{ng}(973,5 - 961,3) / 0,99; \\ \alpha_{ng} = 1 + \alpha_{nn2} + 2,215 \cdot 10^{-4}; \\ \frac{(1 - \alpha_1 - \alpha_2 - \alpha_\partial - \alpha_{nn1} - \alpha_c) \cdot (2956 - 2855)}{0,99} = \alpha_{nn2} \cdot (2768 - 1240) \\ \alpha_1 = \frac{1,0529(961 - 857) / 0,98 - \alpha_{nn2}(h'_{nn2\text{бых}} - 880)}{(2633 - 880)}; \\ \alpha_2(2565 - 752) + \alpha_{nn1}(973 - 752) + 0,1073(961 - 752) = 1,0529(857 - 732) / 0,98; \\ \alpha_{\partial p2} = 0,1073 + \alpha_2 + \alpha_{nn1}; \\ \alpha_{ок} \cdot 593 + \alpha_\partial \cdot 2778 + \alpha_{\partial p2} \cdot 752 + \alpha_c \cdot 732 = \frac{1,0529 \cdot 723}{0,99}; \\ \alpha_{ок} + \alpha_\partial + \alpha_{\partial p2} + \alpha_c = 1; \\ (1,0529 - 0,0526 - 0,0022 - 0,0572 - \alpha_2 - \alpha_\partial - \alpha_{nn1}) \cdot 2565 \cdot 0,99 = \\ = (1,0529 - 0,0526 - 0,022 - 0,0572 - \alpha_2 - \alpha_\partial - \alpha_{nn1} - \alpha_c) \cdot 2778 + \alpha_c \cdot 732; \\ \frac{(1,0529 - 0,0526 - 0,0022 - 0,0572 - \alpha_2 - \alpha_\partial - \alpha_{nn1} - \alpha_c) \cdot (2855 - 2778)}{0,99} = \alpha_{nn1} \cdot (2633 - 973). \end{array} \right.$$

$$\alpha_{\partial p1} = \alpha_1 + \alpha_{nn2} = 0,0602 + 0,0526 = 0,1128$$

Получили следующие значения:

$$\begin{array}{ll} \alpha_2 = 0,0621, & \alpha_{nn1} = 0,0342, \\ \alpha_{\partial p2} = 0,2036, & \alpha_{ок} = 0,6910, \\ \alpha_\partial = 0,0402, & \alpha_c = 0,1122, \\ \alpha_{nn2} = 0,0526, & \alpha_1 = 0,0602, \\ \alpha_{ng} = 1,0529, & h'_{nn2\text{бых}} = 975 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}. \end{array}$$

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						26
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

ПНД1

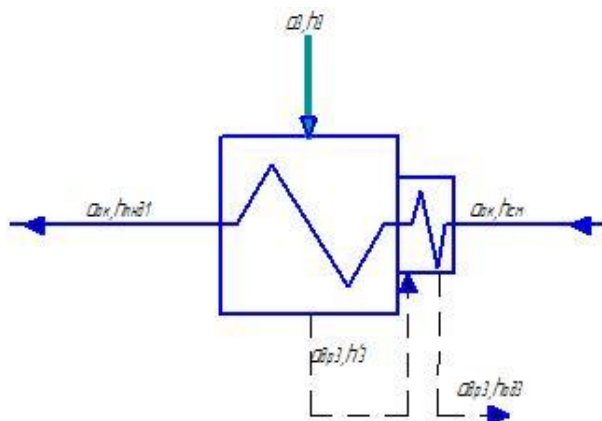


Рисунок 12 – Расчетная схема ПНД1

$$\alpha_3 \cdot (h_3 - h_{оо3}) = \alpha_{ок} \cdot (h_{нн01} - h_{см}) / \eta_n;$$

$$\alpha_3 = \frac{\alpha_{ок} \cdot (h_{нн01} - h_{см}) / \eta_n}{(h_3 - h_{оо3})} = \frac{0,6910 \cdot (592 - 481) / 0,98}{(2860 - 503)} = 0,0333;$$

$$\alpha_{ор3} = \alpha_3 = 0,0317.$$

ПНД2

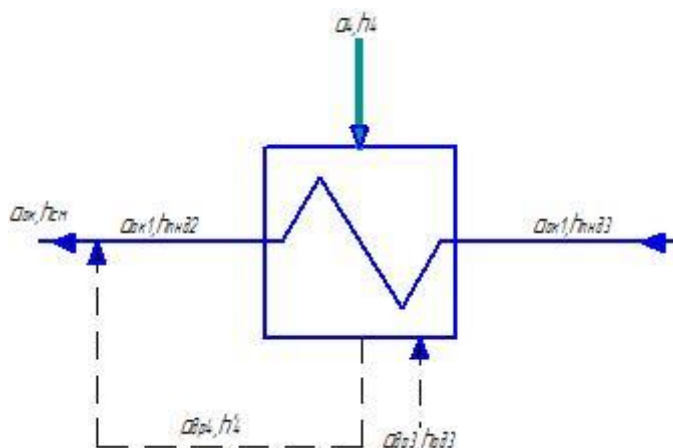


Рисунок 13 – Расчетная схема ПНД2

$$\alpha_4 \cdot (h_4 - h'_4) + \alpha_{ор3} \cdot (h_{оо3} - h'_4) = \alpha_{ок1} \cdot (h_{нн02} - h_{нн03}) / \eta_n;$$

$$\alpha_{ок1} = \alpha_{ок} - \alpha_{ор4};$$

$$\alpha_{ор4} = \alpha_3 + \alpha_4.$$

Составим систему для ПНД2 и точки смешения:

$$\begin{cases} \alpha_4 \cdot (h_4 - h'_4) = \alpha_{ок1} \cdot (h_{нн02} - h_{нн03}) / \eta_n + \alpha_{ор3} \cdot (h_{оо3} - h'_4); \\ \alpha_{ок1} = \alpha_{ок} - \alpha_{ор4}; \\ \alpha_{ор4} = \alpha_3 + \alpha_4. \end{cases}$$

Подставим в систему известные значения и решим ее:

$$\begin{cases} \alpha_4 \cdot (2716 - 487) + 0,0333 \cdot (503 - 487) = \alpha_{ок1} \cdot (480 - 351) / 0,98; \\ \alpha_{ок1} = 0,6910 - \alpha_{оп4}; \\ \alpha_{оп4} = 0,0333 + \alpha_4. \end{cases}$$

Получили следующие значения:

$$\begin{aligned} \alpha_4 &= 0,0363, & \alpha_{оп4} &= 0,0696, \\ \alpha_{ок1} &= 0,621, \end{aligned}$$

ПНД3

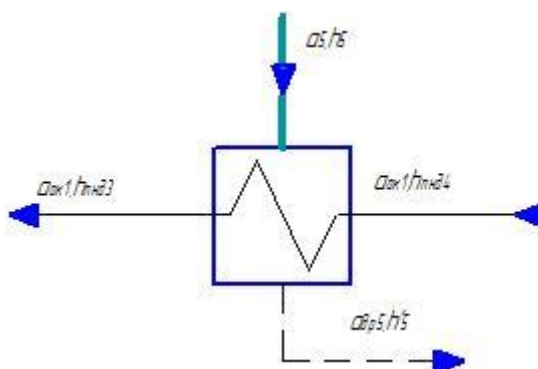


Рисунок 14 – Расчётная схема ПНД3

$$\alpha_5 \cdot (h_5 - h'_5) = \alpha_{ок1} \cdot (h_{нн03} - h_{нн04}) / \eta_n;$$

$$\alpha_5 = \frac{\alpha_{ок1} \cdot (h_{нн03} - h_{нн04}) / \eta_n}{(h_5 - h'_5)} = \frac{0,6213 \cdot (351 - 224) / 0,98}{(2553 - 358)} = 0,0367;$$

$$\alpha_{оп5} = \alpha_5 = 0,0367.$$

ПНД4

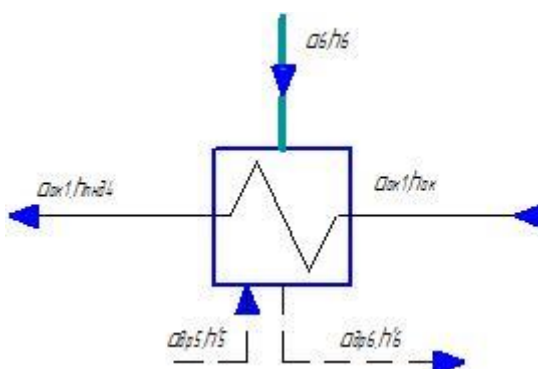


Рисунок 15 – Расчётная схема ПНД4

$$\alpha_6 \cdot (h_6 - h'_6) + \alpha_{оп5} \cdot (h'_5 - h'_6) = \alpha_{ок1} \cdot (h_{нн04} - h_{ок}) / \eta_n;$$

$$\alpha_6 = \frac{\alpha_{ок1} \cdot (h_{нн04} - h_{ок}) / \eta_n - \alpha_{dp5} \cdot (h'_5 - h'_6)}{(h_6 - h'_6)} = \frac{0,6213 \cdot (224 - 168) / 0,98 - 0,0367 \cdot (358 - 231)}{(2440 - 231)} = 0,0139;$$

$$\alpha_{dp6} = \alpha_{dp5} + \alpha_6 = 0,0367 + 0,0139 = 0,0506.$$

3.3 Проверка материального баланса рабочего тела

После определения расходов из всех j-х отборов турбины, определяем из материального баланса турбины относительный расход пара в конденсатор $\alpha_{\kappa}^* = 1 - \sum \alpha_j$, где $\sum \alpha_j$ – сумма расходов во все отборы турбины.

$$\begin{aligned} \alpha_{\kappa}^* &= 1 - \alpha_1 - \alpha_{nn1} - \alpha_2 - \alpha_d - \alpha_c - \alpha_3 - \alpha_4 - \alpha_5 - \alpha_6 - \alpha_7 = \\ &= 1 - 0,0603 - 0,0621 - 0,0342 - 0,1123 - 0,0334 - 0,0363 - 0,0367 - \\ &- 0,014 - 0,0403 = 0,5704. \end{aligned}$$

Проверка для α_{κ}^* производится по формуле:

$$\alpha_{\kappa1}^* = \alpha_{ок1} - \alpha_6 - \alpha_7 = 0,6214 - 0,0367 - 0,014 = 0,5707.$$

Оценим погрешность:

$$\delta_{\alpha_{\kappa}^*} = \left| \frac{\alpha_{\kappa}^* - \alpha_{\kappa1}^*}{\alpha_{\kappa}^*} \right| \cdot 100\% = \left| \frac{0,5704 - 0,5707}{0,5704} \right| \cdot 100\% = 0,042\%.$$

Проверка мощности и расхода на турбину:

Удельная работа отборов:

Величина удельной работы одного килограмма пара, идущего в j отбор турбины, определяется по формуле:

$$H_j = h_0 - h_j.$$

$$H_1 = h_0 - h_1 = 2768 - 2633 = 135 \text{ кДж / кг};$$

$$H_2 = h_0 - h_2 = 2768 - 2565 = 203 \text{ кДж / кг};$$

$$H_3 = H_i^{ЦВД} = h_0 - h_{\kappa}^{всд} = 2768 - 2506 = 262 \text{ кДж / кг};$$

$$H_4 = h_0 - h_3 + \Delta h_{nn} = 2768 - 2860 + 450 = 358 \text{ кДж / кг};$$

$$H_5 = h_0 - h_4 + \Delta h_{nn} = 2768 - 2716 + 450 = 502 \text{ кДж / кг};$$

$$H_6 = h_0 - h_5 + \Delta h_{nn} = 2768 - 2533 + 450 = 665 \text{ кДж / кг};$$

$$H_7 = h_0 - h_6 + \Delta h_{nn} = 2768 - 2440 + 450 = 778 \text{ кДж / кг};$$

$$H_i = h_0 - h_{\kappa} + \Delta h_{nn} = 2768 - 2153 + 450 = 1065 \text{ кДж / кг}.$$

Величина коэффициентов недовыработки мощности паром, идущим в j отбор турбины, определяется по формуле:

$$y_j = \frac{H_i - H_j}{H_i},$$

$$y_1 = (H_i - H_1) / H_i = (1065 - 135) / 1065 = 0,87;$$

$$y_2 = (H_i - H_2) / H_i = (1065 - 203) / 1065 = 0,81;$$

$$y_3 = (H_i - H_3) / H_i = (1065 - 262) / 1065 = 0,754;$$

$$y_4 = (H_i - H_4) / H_i = (1065 - 358) / 1065 = 0,664;$$

$$y_5 = (H_i - H_5) / H_i = (1065 - 502) / 1065 = 0,528;$$

$$y_6 = (H_i - H_6) / H_i = (1065 - 665) / 1065 = 0,376;$$

$$y_7 = (H_i - H_7) / H_i = (1065 - 778) / 1065 = 0,269.$$

Расход пара на турбину определяется по формуле:

$$G_0 = \frac{N_g \cdot 10^3}{H_i \cdot \eta_m \cdot \eta_g \left(1 - \sum (\alpha_j \cdot y_j) - \alpha_c \cdot y_c - \alpha_d \cdot y_3 - \alpha_{m1} \cdot y_1 \right)},$$

где $\eta_m = 0,98$ – механический КПД паротурбинной установки;

$\eta_g = 0,99$ – КПД генератора;

α_j – относительный расход пара в j -ый отбор;

y_j – коэффициент недовыработки j -го отбора;

$y_c = y_3 = 0,768$ – коэффициент недовыработки для сепаратора и деаэратора;

N_g – электрическая мощность АЭС;

H_i – действительный теплоперепад на турбину, кДж/кг;

$$G_0 = \frac{1226 \cdot 10^3}{1065 \cdot 0,98 \cdot 0,99 \left(1 - \sum_1^6 (\alpha_i \cdot y_j) - 0,1123 \cdot 0,754 - 0,0403 \cdot 0,754 - 0,0342 \cdot 0,873 \right)} =$$

$$= 1694,5 \frac{\text{кг}}{\text{с}}.$$

$$G_0^T = G_{нв} - G_{нв} \cdot (\alpha_{nn2} + \alpha_{ynl}) = 1792,1 - 1792,1 \cdot (0,053 + 2,215 \cdot 10^{-4}) = 1697,3 \frac{\text{кг}}{\text{с}};$$

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						30
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\frac{|G_0 - G_0^T|}{G_0} \cdot 100 = \frac{|1694,5 - 11697,3|}{1694,5} \cdot 100 = 0,16\% < 2\%.$$

Сделаем проверку: рассчитаем мощность АЭС по формуле:

$$N'_3 = G_0 \cdot \left[H_i \cdot \alpha_k^* + \sum_1^6 \alpha_j \cdot H_j + \alpha_c \cdot H_3 + \alpha_d \cdot H_3 + \alpha_{nn1} \cdot H_1 \right] \cdot \eta_m \cdot \eta_e,$$

где $H_c = H_3 = 262$ кДж / кг.

$$N'_3 = 1694,5 \cdot \left[1065 \cdot 0,5704 + \sum_1^6 \alpha_j \cdot H_j + 0,1123 \cdot 262 + 0,0403 \cdot 262 + 0,0342 \cdot 135 \right] \cdot 0,98 \cdot 0,99 = 1226 \text{ МВт}.$$

$$\frac{|N'_3 - N_3|}{N_3} \cdot 100 = \frac{|1226 - 1226|}{1226} \cdot 100 = 0\% < 2\%.$$

Зная расход пара на турбину, определим абсолютные расходы:

$$G_1 = \alpha_1 \cdot G_0 = 0,0603 \cdot 1694,5 = 102,6 \text{ кг/с};$$

$$G_2 = \alpha_2 \cdot G_0 = 0,0621 \cdot 1694,5 = 105,3 \text{ кг/с};$$

$$G_{nn1} = \alpha_{nn1} \cdot G_0 = 0,0342 \cdot 1694,5 = 57,96 \text{ кг/с};$$

$$G_{nn2} = \alpha_{nn2} \cdot G_0 = 0,0527 \cdot 1694,5 = 89,22 \text{ кг/с};$$

$$G_d = \alpha_d \cdot G_0 = 0,0403 \cdot 1694,5 = 68,2 \text{ кг/с};$$

$$G_3 = \alpha_3 \cdot G_0 = 0,0334 \cdot 1694,5 = 56,53 \text{ кг/с};$$

$$G_4 = \alpha_4 \cdot G_0 = 0,0363 \cdot 1694,5 = 61,59 \text{ кг/с};$$

$$G_5 = \alpha_5 \cdot G_0 = 0,0367 \cdot 1694,5 = 62,26 \text{ кг/с};$$

$$G_6 = \alpha_6 \cdot G_0 = 0,014 \cdot 1694,5 = 23,69 \text{ кг/с};$$

$$G_{ок} = \alpha_{ок} \cdot G_0 = 0,6911 \cdot 1694,5 = 1171,1 \text{ кг/с};$$

$$G_{ок1} = \alpha_{ок1} \cdot G_0 = 0,6214 \cdot 1694,5 = 1052,9 \text{ кг/с}.$$

3.4 Расчет показателей тепловой экономичности

Тепловую нагрузку ПГ определяем по формуле:

$$Q_{ПГ} = G_0 (\alpha_{ПГ} (h_0 - h_{ПВ}) + \alpha_{прод} (h_{пр} - h_{ПВ})), \text{ кВт},$$

где h_0 , $h_{ПВ}$, $h_{пр}$ – энтальпии пара на входе в турбину, питательной воды на входе в ПГ и продувочной воды, кДж/кг; $\alpha_{ПГ} = \alpha_c^{\text{вых}}$ – относительный расход пара через ПП; $\Delta h_{ПГ}$ – повышение энтальпии в ПП; $\alpha_{ПГ}$ и $\alpha_{прод}$ относительные расходы пара из ПГ и продувочной воды.

$$\alpha_{ПГ} = \alpha_0 + \alpha_{упл} + \alpha_{ПП2} = 1 + 0,0022 + 0,0526 = 1,0548;$$

$$h_{прод} = f(P_0) = 1267 \text{ кДж/кг}.$$

$$Q_{ПГ} = 3222719 \text{ кВт}.$$

Полную тепловую нагрузку определяем по формуле:

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						31
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$Q_{\text{тy}}=G_0((\alpha_{\text{тy}}+\alpha_{\text{упл}})(h_0-h_{\text{пв}})+\alpha_{\text{дв}}(h_{\text{дв}}-h_{\text{пв}})), \text{ кВт},$$

где $\alpha_{\text{дв}}=\alpha_{\text{ут}}=0,005$ – относительный расход добавочной воды;

$h_{\text{дв}} = 226 \text{ кДж/кг}$ – энтальпия добавочной воды.

$$Q_{\text{тy}}=2866425 \text{ кВт}.$$

Тепловая нагрузка турбоустановки:

$$Q_{\text{тy}}=Q_{\text{тy}}=2866425 \text{ кВт}.$$

КПД турбоустановки:

$$\eta_{\text{мy}} = \frac{N_{\text{э}}}{Q_{\text{э}}} = \frac{1226000}{2866425} = 0,428.$$

Транспортный КПД:

$$\eta_{\text{мр}} = \frac{Q_{\text{мy}}}{Q_{\text{нз}}} = 0,938.$$

КПД блока:

$$\eta_{\text{с}} = \eta_{\text{мy}} \cdot \eta_{\text{нзy}} \cdot \eta_{\text{мр}} (1 - k_{\text{сн}}),$$

где $k_{\text{сн}}$ – удельный расход электроэнергии на собственные нужды станции, принимаем для двухконтурной АЭС $k_{\text{сн}} = 0,05 \div 0,055$;
 $\eta_{\text{пгy}} = \eta_{\text{py}} \cdot \eta_{\text{тp1}} \cdot \eta_{\text{пг}}$; $\eta_{\text{py}} = 0,99$ – КПД реакторной установки; $\eta_{\text{пг}} = 0,985 \div 0,99$ – КПД парогенератора АЭС; $\eta_{\text{тp1}} = 0,99 \div 0,995$ – КПД трубопроводов первого контура.

$$\eta_{\text{пгy}} = 0,99 \cdot 0,99 \cdot 0,99 = 0,97.$$

$$\eta_{\text{с}} = 0,425 \cdot 0,97 \cdot 0,99 (1 - 0,05) = 0,39.$$

Вывод: в проведенных расчетах получили количественные расходы на регенеративный подогрев основного конденсата и питательной воды. В дальнейшем из полученных величин будем использовать расход пара в ПВД1 $G_1 = 102,6 \text{ кг/с}$ для конструкторских расчетов подогревателя.

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		32

4 РАСЧЕТ КОЛЛЕКТОРНО-СПИРАЛЬНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ

Цель: определение площади поверхности теплообмена, гидравлических сопротивлений и конструктивных размеров подогревателя высокого давления коллекторно - спирального типа.

Таблица 2 – Исходные данные

- наружный диаметр трубки [5]	$d_H = 0,032 \text{ м}$
- толщина стенки трубки [5]	$\delta_{CT} = 0,004 \text{ м}$
- Внутренний диаметр трубки	$d_{вн} = 0,024 \text{ м}$
- расчетные параметры ПВ в подогревателе:	
- давление	$p_{не} = 8,3 \text{ МПа}$
- температура на выходе	$t_{вых} = 223,5^{\circ}\text{C}$
- энтальпия на выходе	$h_{ПВД1} = 961 \text{ кДж/кг}$
- расчетные параметры пара:	
- температура	$t_{II} = 226,05^{\circ}\text{C}$
- давление	$p_{II} = 2,6 \text{ МПа}$
- энтальпия пара с отбора	$h_1 = 2633 \text{ кДж/кг}$
- энтальпия дренажа	$h_{др1} = 961 \text{ кДж/кг}$
- энтальпия охладителя дренажа	$h_{од} = 880 \text{ кДж/кг}$
- расход пара с отбора	$G_1 = 102,6 \text{ кг/с}$

Продолжение таблицы 2

- расчетные параметры ПВ в ОД:	
	$h_{н\delta\delta 2} = 857 \text{ кДж/кг}$
	$t_{н\delta 2} = 200,5 \text{ }^{\circ}\text{C}$
	$p_B = 8,3 \text{ МПа}$
- материал трубок	$Cm \ 20$
- материал корпуса	$Cm \ 20$
- материал коллекторов	$Cm \ 20$

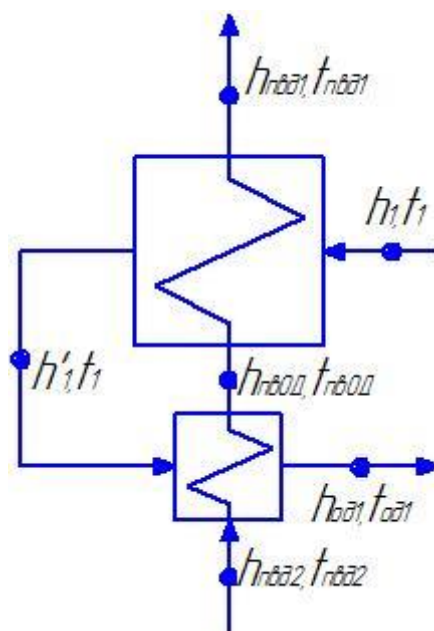


Рисунок 16 – Расчетная схема ПВД1

Принимаем, что расход питательной воды приходящейся на зону ОД 15% от общего расхода питательной воды.

Определим тепловую нагрузку собственно подогревателя (СП), ОД и параметры воды на выходе из ОД, для этого составим уравнения для рисунок 16:

$$G_{нв} = G_0 + G_{нн2} + G_{ынл} = 1694,5 + 89,22 + 8,28 = 1792 \text{ кг / с};$$

$$G_{нв} \cdot h_{нвОД} = 0,85 \cdot G_{нв} \cdot h_{нв\partial 2} + 0,15 \cdot G_{нв} \cdot h_{од1};$$

$$h_{нвОД} = 860,6$$

$$Q_{сп} = G_{нв} \cdot \frac{(h_{нв\partial 1} - h_{нвОД})}{\eta_{нв\partial}} = 1792 \cdot \frac{(961,3 - 860,1)}{0,98} = 1,841 \cdot 10^5;$$

$$Q_{од} = G_{нв} \cdot 0,15 \cdot \frac{(h_{од1} - h_{нв\partial 2})}{\eta_{нв\partial}} = 1792 \cdot 0,15 \cdot \frac{(880 - 857,3)}{0,98} = 6,117 \cdot 10^3.$$

Получили следующие значения:

$$Q_{ОД} = 6,12 \text{ МВт}, \quad h_{нвОД} = 861 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

$$Q_{СП} = 184,1 \text{ МВт},$$

Определим температуру на входе в собственно подогреватель:

$$t_{нвОД} = f(h_{нвОД}, P_{нв}) = f(861; 8,3) = 201,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Среднелогарифмический температурный напор в зоне СП:

$$\Delta t_{\delta} = t_{омб1} - t_{нвОД} = 226,05 - 201,5 = 24,55 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_M = t_{омб1} - t_{нв\partial 1} = 226,05 - 223,5 = 2,55 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{нв\partial} = \frac{\Delta t_{\delta} - \Delta t_M}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\delta}}{\Delta t_M}\right)} = \frac{24,55 - 2,55}{\ln\left(\frac{24,55}{2,55}\right)} = 9,715 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Средняя температура питательной воды:

$$t_{нв}^{cp} = 0,5 \cdot (t_{нв\partial 1} + t_{нвОД}) = 0,5 \cdot (223,5 + 201,5) = 212,5 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Теплофизические параметры для питательной воды, при средней температуре:

$$\nu_{г} = f(p_{нв}, t_{нв}^{cp}) = f(8,3; 212,5) = 1,493 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2 / \text{с},$$

$$\lambda_{г} = f(p_{нв}, t_{нв}^{cp}) = f(8,3; 212,5) = 0,6603 \text{ Вт/м}\cdot\text{К},$$

$$\mu_{г} = f(p_{нв}, t_{нв}^{cp}) = f(8,3; 212,5) = 1,276 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с},$$

$$\nu_{г} = f(p_{нв}, t_{нв}^{cp}) = f(8,3; 212,5) = 1,17 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3 / \text{кг},$$

$$\text{Pr}_{г} = f(p_{нв}, t_{нв}^{cp}) = f(8,3; 212,5) = 0,8737 \dots$$

Принимаем скорость движения воды в трубах $w_{в} = 1,8 \text{ м/с}$ согласно рекомендациям (1,6 – 1,9 м/с) [2].

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						35
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

В первом приближении примем, что спирали подогревателя являются однополостными, так-как они уменьшают высоту подогревателя, улучшает условия монтажа и ремонта трубной системы.

Число плоскостей в спиральном ряду примем равным $m = 11$. В секции располагается $N = 11$ одноплоскостных спиралей.

Рассчитаем количество трубок:

$$N_{\text{ход}} = \frac{4 \cdot G_{\text{нел}} \cdot v_{\text{г}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot w_{\text{г}}} = \frac{4 \cdot 1792 \cdot 1,17 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,024^2 \cdot 1,8} = 2575.$$

Количество спиралей в секции:

$$N_{\text{сек}} = \frac{N_{\text{ход}}}{m \cdot N} = \frac{2575}{11 \cdot 11} = 21,28.$$

Округлим до большего значения $N_{\text{сек}} = 21$.

Зададимся количеством коллекторов $N_{\text{кол}} = 6$.

Выполним перерасчет количества труб:

$$N_{\text{тр}} = N_{\text{сек}} \cdot m \cdot N = 21 \cdot 11 \cdot 11 = 2541.$$

Для размещения одинакового количества труб в коллекторе было решено принять количество змеевиков равным $N_{\text{тр}} = 2541$.

Уточним скорость воды в трубах:

$$w_{\text{г}} = \frac{4 \cdot G_{\text{нел}} \cdot v_{\text{г}}}{\pi \cdot d_{\text{вн}}^2 \cdot N_{\text{тр}}} = \frac{4 \cdot 1792 \cdot 1,17 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,024^2 \cdot 2541} = 1,824 \text{ м/с}.$$

Критерий Рейнольдса для воды:

$$\text{Re}_{\text{г}} = \frac{w_{\text{г}} \cdot d_{\text{вн}}}{\nu} = \frac{1,824 \cdot 0,024}{1,493 \cdot 10^{-7}} = 2,932 \cdot 10^5,$$

где w – скорость питательной воды; $d_{\text{вн}}$ – внутренний диаметр трубок;

ν – кинематическая вязкость ПВ.

Критерий Нуссельта при $\text{Re}_{\text{г}} > 10^4$ определим следующим образом:

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						36
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$Nu = 0.023 \cdot Re_{\epsilon}^{0.8} \cdot Pr_{\epsilon}^{0.4} = 0,023 \cdot (2,932 \cdot 10^5)^{0.8} \cdot 0,874^{0.4} = 5,15 \cdot 10^2.$$

Коэффициент теплоотдачи от труб к воде определяется как:

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda_{\epsilon}}{d_{\text{вн}}} \cdot \epsilon_l \cdot \epsilon_{\text{сп}},$$

где ϵ_l поправка на длину трубы, согласно рекомендациям [2]
примем $\epsilon_l = 1$, $\epsilon_{\text{сп}}$ - поправка на спиральность трубы.

$$\epsilon_{\text{сп}} = 1 + 3,6 \cdot \frac{d_{\text{вн}}}{D_{\text{сп}}} = 1 + 3,6 \cdot \frac{0,024}{0,55} = 1,157,$$

где $D_{\text{сп}} = 0,5 - 0,6$ м – средний диаметр спирали [2], примем
 $D_{\text{сп}} = 0,55$ м.

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda_{\epsilon}}{d_{\text{вн}}} \cdot \epsilon_l \cdot \epsilon_{\text{сп}} = \frac{5,15 \cdot 10^2 \cdot 0,66}{0,024} \cdot 1 \cdot 1,157 = 1,64 \cdot 10^4 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

Трубки изготовлены из углеродистой стали Ст20 [3].

Теплопроводность Материала:

$$\lambda_{\text{СТ}} = 48 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)} \text{ при средней температуре [3].}$$

Теплофизические константы для греющего пара:

$$\rho_{\text{П}} = f(P_{\text{омб1}}) = 13 \text{ кг/м}^3 \text{ – плотность пара;}$$

$$r_{\text{П}} = f(P_{\text{омб1}}) = 1831 \text{ кДж/кг – удельная теплота парообразования;}$$

$$Pr = 1,28 \text{ число Прандтля,}$$

Теплофизические константы для конденсата:

$$\lambda_{\text{К}} = f(P_{\text{омб1}}) = 0,6428 \text{ Вт/(м} \cdot \text{К)};$$

$$\rho_{\text{К}} = f(P_{\text{омб1}}) = 832,4 \text{ кг/м}^3 \text{ – плотность конденсата пара;}$$

$$Pr = 0,8549 \text{ число Прандтля,}$$

$$\mu_{\text{К}} = f(P_{\text{омб1}}) = 1,181 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с,}$$

$$v_{\text{К}} = f(P_{\text{омб1}}) = 1,419 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с.}$$

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						37
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Принимаем коэффициент теплопередачи равным $k' = 3,98 \frac{\kappa Bm}{m^2 \cdot K}$.

Согласно [2] коэффициент теплопередачи лежит в диапазоне:

$$k' = 2,5 \div 4,5 \frac{\kappa Bm}{m^2 \cdot K}.$$

Удельный тепловой поток:

$$q = k' \cdot \Delta t_{n\theta} = 3,98 \cdot 9,715 = 38,66 \frac{\kappa Bm}{m^2}.$$

Число Рейнольдса для пленки конденсата на горизонтальных трубах рассчитаем по формуле:

$$Re_{\kappa} = \frac{q \cdot \pi \cdot d_n \cdot m}{\mu_{\kappa} \cdot r} = \frac{38,66 \cdot 3,14 \cdot 0,032 \cdot 11}{1,181 \cdot 10^{-4} \cdot 1831} = 1,97 \cdot 10^2.$$

Коэффициент теплоотдачи при конденсации пара на горизонтальных пучках труб, при $40 < Re_{\kappa} < 400$ рассчитаем по формуле:

$$\alpha_1 = 0,19 \cdot Pr_{\kappa}^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{g}{(\nu_{\kappa})^2} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \lambda_{\kappa} = 0,19 \cdot 0,855^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{9,81}{(1,419 \cdot 10^{-7})^2} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot 0,643 = 9,1 \cdot 10^3 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}.$$

Средний диаметр трубки:

$$d_{cp} = \frac{d_n + d_{вн}}{2} = \frac{0,032 + 0,024}{2} = 0,028 \text{ м}.$$

Коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{d_{cp} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_n} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{mp}} \cdot \ln \left(\frac{d_n}{d_{вн}} \right) + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{вн}} \right)} =$$

$$= \frac{1}{0,028 \cdot \left(\frac{1}{9,1 \cdot 10^3 \cdot 0,032} + \frac{1}{2 \cdot 48} \cdot \ln \left(\frac{0,032}{0,024} \right) + \frac{1}{1,64 \cdot 10^4 \cdot 0,024} \right)} = 3,985 \frac{\kappa Bm}{m^2 \cdot K}.$$

Относительная погрешность нахождения коэффициента теплопередачи:

$$\delta k = \frac{|k - k'|}{k} \cdot 100\% = \frac{|3,985 - 3,98|}{3,985} = 0,125\%.$$

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						38
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Погрешность не превышает 2% [10] значит расчет выполнен верно.

Площадь поверхности теплообмена подогревателя определяется из уравнения теплопередачи:

$$F = \frac{Q'_{н\theta 1}}{k \cdot \Delta t_{н\theta}} = \frac{184,1 \cdot 10^3}{3,985 \cdot 9,715} = 4756 \text{ м}^2.$$

Определим длину труб:

$$L = \frac{F}{\pi \cdot d_{cp} \cdot N_{mp}} = \frac{4756}{3,14 \cdot 0,028 \cdot 2541} = 21,28 \text{ м}.$$

Зная геометрические размеры, определим площадь одной спирали:

$$S_1 = \pi \cdot d_n \cdot L = 3,14 \cdot 0,032 \cdot 21,28 = 2,139 \text{ м}^2.$$

Получили, что $L < 20$ м, поэтому согласно [2] спиральная поверхность нагрева является одноплоскостную спираль.

Среднелогарифмический температурный напор в зоне ОК:

$$\Delta t_{\theta} = t_{\theta p1} - t_{н\theta 2} = 226,05 - 201,5 = 24,55 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_M = t_{\theta p1} - t_{н\theta ОД} = 206 - 200,5 = 5,5 \text{ }^{\circ}\text{C};$$

$$\Delta t_{OK} = \frac{\Delta t_{\theta} - \Delta t_M}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\theta}}{\Delta t_M} \right)} = \frac{24,5 - 5,5}{\ln \left(\frac{24,5}{5,5} \right)} = 12,7 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Средняя температура конденсата в зоне ОК:

$$t_{\theta OK}^{cp} = 0,5 \cdot (t_{н\theta 1}^j + t_{\theta вых ОД}) = 0,5 \cdot (226 + 206) = 216 \text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Теплофизические параметры конденсата, при средней температуре:

$$\nu_{\theta} = f(p_{н\theta 1}, t_{\theta OK}^{cp}) = f(2,6; 216) = 1,466 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с},$$

$$\lambda_{\theta} = f(p_{н\theta 1}, t_{\theta OK}^{cp}) = f(2,6; 216) = 0,652 \text{ Вт/м}\cdot\text{К},$$

$$\mu_{\theta} = f(p_{н\theta 1}, t_{\theta OK}^{cp}) = f(2,6; 216) = 1,24 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с},$$

$$\nu_{\theta} = f(p_{н\theta 1}, t_{\theta OK}^{cp}) = f(2,6; 216) = 1,182 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг},$$

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						39
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$Pr_{\epsilon} = f(p_{\text{неол}}, t_{\text{еОК}}^{\text{ср}}) = f(2,6; 216) = 0,8713.$$

Скорость конденсата лежит в пределах 1 – 1,5 м/с [4], зададимся $\omega = 1,2$ м/с.

При поперечном обтекании труб принимаем в качестве характерного размера наружный диаметр $d_{\text{э}} = 0,032$ м.

Определим критерий Рейнольдса:

$$Re = \frac{d_{\text{э}} \cdot \omega}{\nu_{\kappa}} = \frac{0,032 \cdot 1,2}{1,466 \cdot 10^{-7}} = 2,619 \cdot 10^5.$$

Коэффициент теплоотдачи от конденсата к горизонтальным пучкам труб, при $40 < Re_{\kappa} < 400$ рассчитаем по формуле:

$$\alpha_1 = 0,19 \cdot Pr_{\kappa}^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{g}{(\nu_{\kappa})^2} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \lambda_{\kappa} = 0,19 \cdot 0,813^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{9,81}{(1,466 \cdot 10^{-7})^2} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot 0,652 = 8,902 \cdot 10^3 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}.$$

В охладителях конденсата передача теплоты к поверхности нагрева происходит без изменения агрегатного состояния греющей среды, поэтому критерий Нуссельта при $Re > 6 \cdot 10^3$ определим следующим образом:

$$Nu = 0,027 \cdot Re_{\epsilon}^{0,84} \cdot Pr_{\epsilon}^{0,4} = 0,027 \cdot (2,619 \cdot 10^5)^{0,84} \cdot 0,813^{0,4} = 8,84 \cdot 10^2.$$

Коэффициент теплоотдачи от труб к воде определяется как:

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda_{\kappa}}{d_{\epsilon}} = \frac{8,84 \cdot 10^2 \cdot 0,652}{0,024} = 2,403 \cdot 10^4 \frac{Bm}{m^2 \cdot K}.$$

Определим коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{d_{\text{ср}} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_{\text{н}}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{\text{тп}}} \cdot \ln \left(\frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}} \right) + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{\text{вн}}} \right)} =$$

$$= \frac{1}{0,028 \cdot \left(\frac{1}{8,902 \cdot 10^3 \cdot 0,032} + \frac{1}{2 \cdot 48} \cdot \ln \left(\frac{0,032}{0,024} \right) + \frac{1}{2,403 \cdot 10^4 \cdot 0,024} \right)} = 4,33 \frac{\kappa Bm}{m^2 \cdot K}.$$

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						40
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Площадь поверхности теплообмена зоны охладителя конденсата определяется из уравнения теплопередачи:

$$F_{od} = \frac{Q_{od}}{k \cdot \Delta t_{ок}} = \frac{6,12 \cdot 10^3}{4,33 \cdot 12,7} = 110,9 \text{ м}^2.$$

Зная площадь одной трубы, можем определить количество труб зоны ОК:

$$N = \frac{F_{od}}{S_1} = \frac{110,9}{2,139} \approx 52.$$

С целью равномерной компоновки труб в шести коллекторах, примем количество труб $N = 24$.

Проверим скорость воды в трубах:

$$w_6 = \frac{4 \cdot G_1 \cdot v_6}{\pi \cdot d_{вн}^2 \cdot N} = \frac{4 \cdot 15,39 \cdot 1,182 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,024^2 \cdot 24} = 1,67 \text{ м/с}.$$

Получили, что скорость превышает рекомендованные значения [2], с этой целью увеличим количество спиральных труб. Примем $N = 72$.

$$w_6 = \frac{4 \cdot G_{ок} \cdot v_6}{\pi \cdot d_{вн}^2 \cdot N} = \frac{4 \cdot 15,39 \cdot 1,181 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 0,024^2 \cdot 72} = 0,56 \text{ м/с}.$$

Получили скорость лежащую в необходимом диапазоне.

Примем, что спирали зоны ОК и СП имеют одинаковые размеры.

Согласно рекомендациям [2] внутренний диаметр первого витка принимаем $D_{сп.вн} = 0,3 \text{ м}$.

Определим число витков спирали в одной плоскости для одноплоскостной спирали:

$$N_{вит} = \sqrt{\frac{\beta \cdot L}{\pi \cdot t} + X^2} - X,$$

где:

$\beta = 0,98$ - параметр,

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						41
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$\delta_{cn} = 0,004$ м - зазор между витками спирали и спиралями,

$t = d_n + \delta_{cn} = 0,032 + 0,004 = 0,036$ м - шаг между витками спирали,

$$X = \left(\frac{D_{сп.вн}}{t} - 1 \right) \cdot \frac{1}{2} = \left(\frac{0,3}{0,036} - 1 \right) \cdot \frac{1}{2} = 3,667 \text{ - параметр.}$$

$$N_{вит} = \sqrt{\frac{\beta \cdot L}{\pi \cdot t} + X^2} - X = \sqrt{\frac{0,98 \cdot 21,28}{3,14 \cdot 0,036} + 3,667^2} - 3,667 = 9,408,$$

Округлим в наибольшую сторону $N_{вит} = 10$.

Определим наружный диаметр спирали:

$$D_{сп.н} = D_{сп.вн} + 2 \cdot N_{вит} \cdot t + d_n = 0,3 + 2 \cdot 10 \cdot 0,036 + 0,032 = 1,052 \text{ м.}$$

Определим внутренний диаметр коллектора:

$$d_{кол} = \sqrt{\frac{4 \cdot G'_{н61} \cdot v_6}{\pi \cdot \omega_{кол} \cdot N_{кол} / 2}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1792 \cdot 1,181 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 5 \cdot 6 / 2}} = 0,424 \text{ м,}$$

где $\omega_{кол} = 4 - 6$ м/с – скорость воды в коллекторе согласно рекомендациям [2], примем $\omega_{кол} = 5$ м/с,

зададимся количеством коллекторов $N_{кол} = 6$.

Внешний диаметр коллектора определим следующим образом:

Толщина стенки коллектора:

$$\delta_{кол} = \frac{P_p \cdot d_6}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_n - P_p} + C$$

Коэффициент прочности для отверстий с одинаковым шагом определим по формуле:

$$\varphi = 1 - \frac{\delta_{cn}}{d_n} = 1 - \frac{0,004}{0,032} = 0,875$$

В нашем случае на коллектор действует как давление воды, так и давление пара, поэтому за расчетное принимается максимально возможная разность.

$$P_p = 0,9 \cdot 1,25 \cdot (P_1 - P_2) = 0,9 \cdot 1,25 \cdot (8,3 - 2,6) \cdot 0,102 = 0,654 \text{ кгс/мм}^2.$$

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						42
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Номинальное допускаемое напряжение определяется по наиболее нагретому участку (примем температуру равную температуре пара) $t_{ст} = 226,5^{\circ}\text{C}$ для стали Ст20 $[\sigma_H] = 19 \text{ кгс/мм}^2$.

$$\delta_{кол} = \frac{P_p \cdot d_{\epsilon}}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_H - P_p} + C = \frac{0,654 \cdot 0,424}{2 \cdot 0,875 \cdot 19 - 0,654} + 0,001 = 0,0095 \text{ м},$$

Принимаем $C = 0,001$, т.к. $\delta_{кол} < 0,02 \text{ м}$.

$$d_{кол.н} = d_{кол} + 2 \cdot \delta_{кол} = 0,424 + 2 \cdot 0,0095 = 0,441 \text{ м}.$$

Внутренний диаметр корпуса выбирается как большее значение из двух, рассчитанных по следующим парам уравнений:

$$D_{к.вн} = 2 \cdot D_{сп.н} + 2 \cdot \delta'_1 + 2,6 \cdot \delta_2 = 2 \cdot 1,052 + 2 \cdot 0,02 + 2,6 \cdot 0,005 = 2,158 \text{ м}.$$

$$\begin{aligned} D_{к.вн} &= 2 \cdot (D_{сп.н} + 2 \cdot \delta_3) + 2 \cdot \delta_1 + 3 \cdot d_{кол.н} + 2 \cdot \delta_1 = \\ &= 2 \cdot (1,052 + 2 \cdot 0,017) + 2 \cdot 0,08 + 3 \cdot 0,441 + 2 \cdot 0,08 = 3,815 \text{ м}. \end{aligned}$$

Выбираем первый вариант $D_{к.вн} = 3,815 \text{ м}$.

Общее количество труб:

$$N_{общ} = N_{тр} + N = 2541 + 72 = 2613.$$

Определим высоту коллектора:

$$H = \left(\frac{z \cdot N_{общ}}{N_{кол}} - t \right) \cdot \left(t + \frac{\delta_{пер} \cdot N_{пер}}{m} \right) = \left(\frac{1 \cdot 2613}{6} - 0,036 \right) \cdot \left(0,036 + \frac{0,005 \cdot 7}{11} \right) = 17,1 \text{ м},$$

где $\delta_{пер} = 4 - 6 \text{ мм}$ – толщина перегородок [2], примем $\delta_{пер} = 5 \text{ мм}$,

$$N_{пер} = N_{сек} - 1 = 8 - 1 = 7 \text{ количество перегородок}.$$

Определим внутренний диаметр верхнего собирающего коллектора:

$$d_{кол} = \sqrt{\frac{4 \cdot G'_{н61} \cdot v_{\epsilon}}{\pi \cdot \omega_{кол}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1792 \cdot 1,182 \cdot 10^{-3}}{3,14 \cdot 5}} = 0,734 \text{ м},$$

где $\omega_{кол} = 4 - 6 \text{ м/с}$ – скорость воды в коллекторе согласно рекомендациям [2], примем $\omega_{кол} = 5 \text{ м/с}$.

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		43

Раздающий коллектор будет иметь такой же внутренний диаметр (принимаем, что скорость питательной воды в раздающем коллекторе такая же, как и в собирающем).

Внешний диаметр собирающего коллектора определим следующим образом:

Толщина стенки коллектора:

$$\delta_{кол} = \frac{P_p \cdot d_{\text{в}}}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_n - P_p} + C.$$

Определим толщину стенки корпуса:

На корпус действует только давление пара:

$$P_p = 0,9 \cdot 1,25 \cdot P_2 = 0,9 \cdot 1,25 \cdot 2,6 \cdot 0,102 = 0,298 \text{ кгс/мм}^2.$$

Номинальное допускаемое напряжение определяется по наиболее нагретому участку (примем температуру равную температуре пара) $t_{ст} = 226,05 \text{ }^{\circ}\text{C}$ для стали Ст20 $[\sigma_n] = 19 \text{ кгс/мм}^2$.

$$\delta_{кор} = \frac{P_p \cdot d_{\text{в}}}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_n - P_p} + C = \frac{0,298 \cdot 3,81}{2 \cdot 1 \cdot 19 - 0,298} = 0,029 \text{ м},$$

Принимаем $C = 0$, т.к. $\delta_{кор} > 0,02 \text{ м}$.

$$d_{кор.н} = d_{кор} + 2 \cdot \delta_{кор} = 3,81 + 2 \cdot 0,029 = 3,87 \text{ м}.$$

4.1 Гидравлический расчет коллекторно-спирального подогревателя

Гидравлическое сопротивление трубок определяется потерями давления на трение $\Delta p_{тр}$ и потерей давления на преодоление местных сопротивлений $\Delta p_{м}$, которые встречаются по пути движения потока нагреваемой среды в теплообменном аппарате:

$$\Delta p_B = \Delta p_{тр} + \Delta p_{м}.$$

Гидравлические потери, возникающие при движении нагреваемой питательной воды за счет трения о стенки труб, определяется по формуле:

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						44
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\Delta p_{mp} = \lambda_{mp} \cdot \frac{2 \cdot l}{d_{BH}} \cdot \frac{\rho_{CP} \cdot w_{CB}^2}{2},$$

где λ_{mp} – коэффициент сопротивления трения, значение которого зависит от шероховатости стенок труб и от режима движения теплоносителя. С достаточной степенью точности λ_{mp} можно определить по формуле [5, с.48]:

$$\lambda_{mp} = 0,1 \cdot \left(1,46 \cdot \frac{\Delta}{d_{BH}} + \frac{100}{Re} \right)^{0,25} = 0,1 \cdot \left(1,46 \cdot \frac{0,01}{24} + \frac{100}{2,619 \cdot 10^5} \right)^{0,25} = 0,018 ,$$

где Δ – величина абсолютной шероховатости стенок труб, которая для труб из Ст 20 принимается равной $\Delta = 0,01$ мм [5, с.48].

Тогда потери давления от трения составят:

$$\Delta p_{mp} = 0,018 \cdot \frac{2 \cdot 4,7}{0,024} \cdot \frac{969 \cdot 1,824^2}{2} = 50,7 \text{ кПа.}$$

Потери давления на преодоление местных сопротивлений, которые встречаются по пути движения потока воды:

$$\Delta p_{\text{м}} = \left(\xi_{\text{вх}} + 2 \cdot \xi_{mp}^{\text{вх}} + \xi_{\text{нов}} + 2 \cdot \xi_{mp}^{\text{вых}} + \xi_{\text{вых}} \right) \cdot \frac{\rho_{CP} \cdot w_{CB}^2}{2},$$

где $\xi_{\text{вх}}$, $\xi_{\text{вых}}$, $\xi_{mp}^{\text{вх}}$, $\xi_{mp}^{\text{вых}}$, $\xi_{\text{нов}}$ – коэффициенты местных сопротивлений соответственно на вход и выход в патрубки подвода и отвода питательной воды [5, с.49]:

$$\xi_{mp}^{\text{вх}} = \xi_{\text{вых}}^{\text{вх}} = 1,5; \quad \xi_{\text{вх}} = \xi_{mp}^{\text{вых}} = 1; \quad \xi_{\text{нов}} = 2,5.$$

Тогда потери на преодоление местных сопротивлений составят:

$$\Delta p_{\text{м}} = (1 + 2 \cdot 1,5 + 2,5 + 2 \cdot 1 + 1,5) \cdot \frac{969 \cdot 1,824^2}{2} = 16,12 \text{ кПа.}$$

Ориентировочные гидравлические потери в подогревателе составят:

$$\Delta p_B = 50,7 + 16,12 = 66,92 \text{ кПа.}$$

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						45
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

4.2 Механический расчет элементов подогревателя

Для расчета диаметров трубопроводов, подводящих пар и воду в подогреватель, необходимо задаться скоростями данных сред. Для пара высокого давления рекомендуемый диапазон скоростей в трубопроводах составляет $w_{II} = 50 \div 70$ м/с, для воды под давлением — $w_{IIB} = 2 \div 4$ м/с, а для трубопроводов, подающих воду на всас дренажных насосов — $w_{ДР} = 0,6 \div 1,5$ м/с [6, с.408].

Определим из уравнения неразрывности потока внутренний диаметр трубопроводов, подводящих греющий пар при условии:

$$d_{BX}^{II} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_1 \cdot v_{II}}{\pi \cdot w_{II}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 102,615 \cdot 0,769}{3,14 \cdot 70}} = 1,2 \text{ м},$$

Внутренний диаметр патрубка подвода пара принимаем по ГОСТ 8734-75, равным $d_{BX}^{II} = 1,2$ м;

где v_{II} — удельный объем греющего пара на входе в подогреватель:

$$v_{II} = 0,769 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Внутренние диаметры патрубков, подводящих и отводящих питательную воду из подогревателя, равны:

$$d_{BX}^B = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{IIB}}{\pi \cdot \rho_{BX}^B \cdot w_B}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1792}{3,14 \cdot 868,3 \cdot 4}} = 0,811 \text{ м};$$

Внутренний диаметр для подвода ПВ принимаем по ГОСТ 8734-75 округляем в большую сторону, равным $d_{BX}^B = 0,820$ м;

$$d_{BIX}^B = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{IIB}}{\pi \cdot \rho_{BIX}^B \cdot w_B}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1792}{3,14 \cdot 840,9 \cdot 4}} = 0,824 \text{ м},$$

Внутренний диаметр для отвода ПВ принимаем по ГОСТ 8734-75 равным $d_{BIX}^B = 0,820$ м округлили в меньшую сторону, так как следующий диаметр не соразмерен.

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						46
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

где ρ_{BX}^B , $\rho_{ВЫХ}^B$ – соответственно плотности воды на входе и на выходе из сетевого подогревателя:

$$\rho_{BX}^B = 868,3 \text{ кг/м}^3; \rho_{ВЫХ}^B = 840,9 \text{ кг/м}^3.$$

Внутренний диаметр патрубка, отводящего дренаж:

$$d_{ДР1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot \rho_{ДР1} \cdot w_B}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 102,615}{3,14 \cdot 832,4 \cdot 4}} = 0,198 \text{ м};$$

Внутренний диаметр для патрубка ОК принимаем по ГОСТ 8734-75 равным $d_{ДР1} = 0,200 \text{ м}$;

где $\rho_{ДР1}$, $\rho_{ДР}$ – соответственно плотности дренажной воды из ПВД:

$$\rho_{ДР1} = 832,4 \text{ кг/м}^3;$$

4.3 Расчет стоимости подогревателя

Трубы теплообменной поверхности сделаны из стали Ст20, общий объем труб составляет:

$$V_{тр} = n \cdot l \cdot \frac{(d_n^2 - d_{вн}^2)}{4} = 2613 \cdot 21,28 \cdot \frac{(0,032^2 - 0,024^2)}{4} = 6,228 \text{ м}^3.$$

Плотность данной стали составляет 7803 кг/м³.

Найдем массу труб:

$M = V \cdot \rho = 7803 \cdot 6,228 = 48597 \text{ кг}$, стоимость 1000 кг данной стали составляет 233000руб, стоимость труб: 11323120,6 руб.

Корпус сделанных из стали Ст20, объем корпуса:

$$V_{кор} = l \cdot \frac{(d_n^2 - d_{вн}^2)}{4} = 17,86 \cdot \frac{(3,875^2 - 3,815^2)}{4} = 2,073 \text{ м}^3.$$

Плотность данной стали составляет 7790 кг/м³.

Найдем массу корпуса:

$M = V \cdot \rho = 7790 \cdot 2,073 = 16148 \text{ кг}$, стоимость 1000 кг данной стали составляет 233000 руб, стоимость: 3762640 руб.

Коллектор выполнен из стали Ст20, объем материала:

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						47
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Коллектор в котором закреплены теплообменные трубы и части не нуждающейся в укреплении:

$$V_{кол} = H \cdot 6 \cdot \frac{(d_n^2 - d_{вн}^2)}{4} = 17,062 \cdot 6 \cdot \frac{(0,754^2 - 0,734^2)}{4} = 0,762 \text{ м}^3.$$

Плотность данной стали составляет 7803 кг/м³.

Найдем массу коллектора:

$M = V \cdot \rho = 7803 \cdot 0,762 = 5945,8$ кг, стоимость 1000 кг данной стали составляет 233000 руб, стоимость: 1385371,4 руб.

Общая масса подогревателя составляет:

$$M_{общ} = M_{корп} + M_{кол} + M_{труб} = 16148 + 5945,8 + 48597 = 70690,8 \text{ кг}$$

Общая стоимость подогревателя составляет:

$11323120,6 + 3762640 + 1385371,4 = 16471132$ руб, к данной сумме прибавляется 50% (8235566 руб) на работы, общая стоимость подогревателя составляет 24706698 руб.

Вывод: при выполнении конструкторского расчета подогревателя была определена площадь поверхности теплообмена $F = 4756 \text{ м}^2$, число теплообменных труб $N = 2613$ шт., суммарные гидравлические потери в аппарате $\Delta p_B = 66,92$ кПа, а также толщины стенок корпуса подогревателя.

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						48
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

5 РАСЧЕТ КАМЕРНОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ

Цель: определение площади поверхности теплообмена, гидравлических сопротивлений и конструктивных размеров подогревателя высокого давления камерного типа (рисунок 17).

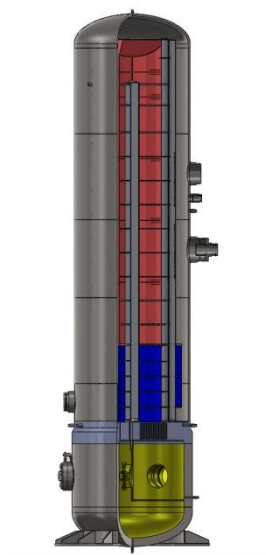


Рисунок 17 – Эскиз подогревателя камерного типа

Основные характеристики подогревателя будет идентичны подогревателю коллекторно - спирального типа.

Получили следующие значения:

$$Q_{OD} = 6,12 \text{ МВт}, \quad h_{нвОД} = 861 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

$$Q_{СП} = 184,1 \text{ МВт},$$

Материал для трубок принимаем – 08Х14МФ.

Материал для корпуса принимаем – 08Х18Н10Т.

Материал для трубной доски принимаем – 22К.

Принимая скорость воды в трубках поверхности теплообмена на номинальном режиме работы равной $w_{CB} = 1,8 \text{ м/с}$ [2, с.92], рассчитаем коэффициент Рейнольдса:

$$Re = \frac{w \cdot d_{вн}}{\nu} = \frac{1,8 \cdot 0,024}{1,493 \cdot 10^{-7}} = 2,894 \cdot 10^5.$$

Критерий Нуссельта:

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						49
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} = 0,023 \cdot (2,894 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot 0,8737^{0,43} = 507,7.$$

Коэффициент теплоотдачи от трубок к воде:

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{\text{вн}}} = \frac{507,7 \cdot 0,6603}{0,024} = 13,97 \cdot 10^3 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}).$$

Необходимая ориентировочная площадь поверхности нагрева:

$$F_{\text{СП2}} = \frac{Q_{\text{СП2}}}{k \cdot \Delta t_{\text{CP}}} = \frac{184,1 \cdot 10^3}{3,46 \cdot 9,715} = 5464 \text{ м}^2,$$

где k – коэффициент теплопередачи для подогревателей типа камерных, принимается $3,46 \text{ кВт}/(\text{м}^2 \cdot \text{K})$ путем итерации определим далее [7, с.78].

Тепловой поток:

$$q_F = \frac{Q_{\text{П}}}{F} = \frac{1,841 \cdot 10^5 \cdot 10^3}{5464} = 33,7 \text{ кВт}/\text{м}^2.$$

Коэффициент теплоотдачи пара к стенке трубки при вертикальном расположении поверхности нагрева [8]:

$$\alpha_1 = A_{\text{ПЛ}}^{4/3} / q_F^{1/3}, \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{C}),$$

$$\text{где } A_{\text{ПЛ}} = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{\lambda'^3 \cdot \rho'^2 \cdot g \cdot r}{H_{\text{Г}} \cdot \mu'}};$$

характерный размер для вертикальных подогревателей $H_{\text{Г}} = 1,2$;

параметры пара в состоянии насыщения:

динамическая вязкость $\mu' = 2,297 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с}$;

коэффициент теплопроводности $\lambda' = 0,683 \text{ Вт}/(\text{м} \cdot \text{K})$;

плотность $\rho' = 942 \text{ кг}/\text{м}^3$;

теплота парообразования $r = 2199 \text{ кДж}/\text{кг}$.

$$A_{\text{ПЛ}} = 1,15 \cdot \sqrt[4]{\frac{0,683^3 \cdot 942^2 \cdot 9,81 \cdot 2199 \cdot 10^3}{1,2 \cdot 2,297 \cdot 10^{-4}}} = 14040;$$

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						50
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\alpha_1 = \frac{14040^{4/3}}{(3,37 \cdot 10^4)^{1/3}} = 1,048 \cdot 10^4 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot ^\circ\text{С}).$$

Общий коэффициент теплопередачи для чистых поверхностей нагрева в этом случае можно определить из выражения:

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{1,048 \cdot 10^4} + \frac{0,004}{33} + \frac{1}{13,97 \cdot 10^3} \right)^{-1} = 3470 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

где теплопроводность материала трубы при средней температуре стенки (Материал труб – 08Х14МФ). $\lambda_{CT} = f(t_{с.ср}) = 33 \text{ Вт}/\text{м} \cdot ^\circ\text{С}$.

Методом последовательных итераций получаем значение коэффициента теплопередачи равное $k_k = 3470 \text{ Вт}/(\text{м}^2 \cdot \text{К})$.

Погрешность между полученном значением и предыдущем составляет:

$$\left(\frac{k_k - k}{k_k} \right) \cdot 100\% = 0,29\%.$$

Уточним площадь поверхности нагрева:

$$F_{СП} = \frac{Q_{СП}}{k \cdot \Delta t_{ср}} = \frac{1,841 \cdot 10^5}{3470 \cdot 9,715} = 5461 \text{ м}^2.$$

Расчет охладителя дренажа.

Среднелогарифмический температурный напор в зоне ОК:

$$\Delta t_{\bar{o}} = t_{оп1} - t_{нв2} = 226,05 - 201,5 = 24,5 ^\circ\text{С};$$

$$\Delta t_M = t_{оп1} - t_{нвОД} = 206 - 200,5 = 5,5 ^\circ\text{С};$$

$$\Delta t_{нв\bar{o}} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_M}{\ln \left(\frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_M} \right)} = \frac{24,5 - 5,5}{\ln \left(\frac{24,5}{5,5} \right)} = 12,7 ^\circ\text{С}.$$

Средняя температура конденсата в зоне ОК:

$$t_{вОК}^{ср} = 0,5 \cdot (t_{нв\bar{o}} + t_{выхОД}) = 0,5 \cdot (226 + 206) = 216 ^\circ\text{С}.$$

Теплофизические параметры конденсата, при средней температуре:

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						51
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\nu_{\epsilon} = f(p_{\text{неод1}}, t_{\epsilon OK}^{cp}) = f(2,6; 216) = 1,466 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с},$$

$$\lambda_{\epsilon} = f(p_{\text{неод1}}, t_{\epsilon OK}^{cp}) = f(2,6; 216) = 0,652 \text{ Вт/м} \cdot \text{К},$$

$$\mu_{\epsilon} = f(p_{\text{неод1}}, t_{\epsilon OK}^{cp}) = f(2,6; 216) = 1,24 \cdot 10^{-4} \text{ Па} \cdot \text{с},$$

$$\nu_{\epsilon} = f(p_{\text{неод1}}, t_{\epsilon OK}^{cp}) = f(2,6; 216) = 1,182 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$\text{Pr}_{\epsilon} = f(p_{\text{неод1}}, t_{\epsilon OK}^{cp}) = f(2,6; 216) = 0,8713.$$

Скорость принимаем такую же как и в зоне СП $\omega = 1,8 \text{ м/с}$, [2, с.92],
рассчитаем коэффициент Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{w \cdot d_{\text{вн}}}{\nu} = \frac{1,8 \cdot 0,024}{1,493 \cdot 10^{-7}} = 2,894 \cdot 10^5$$

Коэффициент теплоотдачи от конденсата к вертикальным пучкам труб,
рассчитаем по формуле:

$$\alpha_1 = 1,13 \cdot \text{Re}_{\kappa}^{\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{g}{(\nu_{\kappa})^2} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot \lambda_{\kappa} = 1,13 \cdot 2,894 \cdot 10^{5\frac{1}{3}} \cdot \left(\frac{9,81}{(1,466 \cdot 10^{-7})^2} \right)^{\frac{1}{3}} \cdot 0,652 = 3,71 \cdot 10^6 \frac{\text{Вт}}{\text{м}^2 \cdot \text{К}}.$$

В охладителях конденсата передача теплоты к поверхности нагрева происходит без изменения агрегатного состояния греющей среды, поэтому критерий Нуссельта при $\text{Re} > 6 \cdot 10^3$ определим следующим образом:

$$\text{Nu} = 0,023 \cdot \text{Re}^{0,8} \cdot \text{Pr}^{0,43} = 0,023 \cdot (2,894 \cdot 10^5)^{0,8} \cdot 0,8737^{0,43} = 507,7$$

Коэффициент теплоотдачи от трубок к воде:

$$\alpha_2 = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda}{d_{\text{вн}}} = \frac{507,7 \cdot 0,6603}{0,024} = 13,97 \cdot 10^3 \text{ Вт/}(\text{м}^2 \cdot \text{°C}).$$

Определим коэффициент теплопередачи:

$$k = \frac{1}{d_{cp} \cdot \left(\frac{1}{\alpha_1 \cdot d_{\text{н}}} + \frac{1}{2 \cdot \lambda_{\text{мр}}} \cdot \ln \left(\frac{d_{\text{н}}}{d_{\text{вн}}} \right) + \frac{1}{\alpha_2 \cdot d_{\text{вн}}} \right)} =$$

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						52
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$= \frac{1}{0,028 \cdot \left(\frac{1}{3,63 \cdot 10^6 \cdot 0,032} + \frac{1}{2 \cdot 33} \cdot \ln \left(\frac{0,032}{0,024} \right) + \frac{1}{13,97 \cdot 10^3 \cdot 0,024} \right)} = 4859 \frac{\kappa Bm}{m^2 \cdot K}.$$

Площадь поверхности теплообмена зоны охладителя конденсата определяется из уравнения теплопередачи:

$$F_{od} = \frac{Q_{od}}{k \cdot \Delta t_{ок}} = \frac{6,12 \cdot 10^3}{4,86 \cdot 12,7} = 98,8 \text{ м}^2.$$

Суммарная площадь поверхности нагрева:

$$F = F_{СП} + F_{od} = 5461 + 98,8 = 5559,8 \text{ м}^2.$$

Определяем суммарное проходное сечение в одном ходе воды по формуле:

$$f = \frac{G_{ПВ}}{\rho_{ПВ} \cdot w_{ПВ}} = \frac{1792}{854,8 \cdot 1,8} = 1,16 \text{ м}^2,$$

Так как подогреватель двухходовой, то количество трубок в аппарате определится как:

$$N = \frac{2 \cdot 4 \cdot f}{\pi \cdot d_{BH}^2} = \frac{2 \cdot 4 \cdot 1,16}{3,14 \cdot (24 \cdot 10^{-3})^2} = 5149 \text{ шт.}$$

Предварительно определяем длину трубок поверхности теплообмена подогревателя зоны СП:

$$l_{СП} = \frac{F}{\pi \cdot d_H \cdot N} = \frac{5461}{3,14 \cdot 32 \cdot 10^{-3} \cdot 5149} = 10,55 \text{ м.}$$

Предварительно определяем длину трубок поверхности теплообмена подогревателя зоны ОД:

$$l_{od} = \frac{F}{\pi \cdot d_H \cdot N} = \frac{98,8}{3,14 \cdot 32 \cdot 10^{-3} \cdot 5149} = 0,191 \text{ м.}$$

Предварительно определяем длину трубок поверхности теплообмена подогревателя в целом:

$$l = l_{СП} + l_{od} = 10,55 + 0,191 = 10,741 \text{ м.}$$

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						53
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Диаметр трубной доски

$$D_{mp} = 1,05 \cdot 1,2 \cdot d_n \cdot \sqrt{\frac{N}{n_{mp}}} = 1,05 \cdot 1,2 \cdot 0,032 \cdot \sqrt{\frac{5149}{0,4}} = 4,57 \text{ м.}$$

принимаем $\eta_{mp} = 0,4$ – коэффициент заполнения трубной доски, относительный шаг решётки – 1,2 мм.

Толщина трубной доски определяется по формуле [5, с.54]:

$$S_d = 0,393 \cdot D \cdot \sqrt{\frac{P_{пв}}{[\sigma] \cdot \varphi}},$$

где φ – коэффициент прочности трубной доски; при треугольной разбивке трубного пучка:

$$\varphi = 0,935 - 0,65 \cdot \frac{d_H}{t} = 0,935 - 0,65 \cdot \frac{32}{45} = 0,472;$$

$[\sigma]$ – по ГОСТ 9940–8 принимаем 0,650 кПа

t – шаг между центрами трубок определяем по формуле [2, с.89]:

$$t = \sqrt{\frac{\eta_{mp} \cdot D_{mp}^2}{1,1 \cdot N}} = \sqrt{\frac{0,56 \cdot 4,57^2}{1,1 \cdot 5149}} = 0,045 \text{ м;}$$

η_{mp} – коэффициент заполнения трубной доски рекомендуется принимать в диапазоне $0,56 \div 0,72$ [6, с.89].

Тогда толщина трубной доски будет равна:

$$S_d = 0,393 \cdot 4,575 \cdot \sqrt{\frac{8,5 \cdot 10^6}{124 \cdot 10^6 \cdot 0,650}} = 0,584 \text{ м.}$$

Необходимо проверить отношение $\frac{l_{mp}}{D_{mpДос}}$. оно должно находиться в пределах от 2 до 4:

$$\frac{l_{mp}}{D_{mpДос}} = \frac{10,741}{4,575} = 2,341.$$

Условие выполнено.

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						54
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

5.1 Гидравлический расчет подогревателя

Гидравлическое сопротивление трубок определяется потерями давления на трение $\Delta p_{тр}$ и потерей давления на преодоление местных сопротивлений $\Delta p_{м}$, которые встречаются по пути движения потока нагреваемой среды в теплообменном аппарате:

$$\Delta p_B = \Delta p_{тр} + \Delta p_{м}.$$

Гидравлические потери, возникающие при движении нагреваемой питательной воды за счет трения о стенки труб, определяется по формуле:

$$\Delta p_{тр} = \lambda_{тр} \cdot \frac{2 \cdot l}{d_{BH}} \cdot \frac{\rho_{нс} \cdot w_{нБ}^2}{2},$$

где $\lambda_{тр}$ – коэффициент сопротивления трения, значение которого зависит от шероховатости стенок труб и от режима движения теплоносителя. С достаточной степенью точности $\lambda_{тр}$ можно определить по формуле [5, с.48]:

$$\lambda_{тр} = 0,1 \cdot \left(1,46 \cdot \frac{\Delta}{d_{BH}} + \frac{100}{Re} \right)^{0,25} = 0,1 \cdot \left(1,46 \cdot \frac{0,01}{24} + \frac{100}{2,894 \cdot 10^5} \right)^{0,25} = 0,018 ,$$

где Δ – величина абсолютной шероховатости стенок труб, которая для 08X14МФ труб принимается равной $\Delta = 0,01$ мм [5, с.48].

Тогда потери давления от трения составят:

$$\Delta p_{тр} = 0,018 \cdot \frac{2 \cdot 10,741}{0,024} \cdot \frac{854 \cdot 1,8^2}{2} = 21,57 \text{ кПа}.$$

Потери давления на преодоление местных сопротивлений, которые встречаются по пути движения потока воды:

$$\Delta p_{м} = \left(\xi_{вх} + 2 \cdot \xi_{тр}^{\text{вх}} + \xi_{нов} + 2 \cdot \xi_{тр}^{\text{вых}} + \xi_{вых} \right) \cdot \frac{\rho_{CP} \cdot w_{CB}^2}{2},$$

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						55
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

где $\xi_{\text{вх}}$, $\xi_{\text{вых}}$, $\xi_{\text{тр}}^{\text{вх}}$, $\xi_{\text{тр}}^{\text{вых}}$, $\xi_{\text{пов}}$ – коэффициенты местных сопротивлений соответственно на вход и выход из водяных камер в патрубки подвода и отвода питательной воды, на вход и выход из трубного пространства в водяные камеры, на поворот потока в водяной камере, значения которых равны [5, с.49]:

$$\xi_{\text{тр}}^{\text{вх}} = \xi_{\text{вых}} = 1,5; \quad \xi_{\text{вх}} = \xi_{\text{тр}}^{\text{вых}} = 1; \quad \xi_{\text{пов}} = 2,5.$$

Тогда потери на преодоление местных сопротивлений составят:

$$\Delta p_{\text{м}} = (1 + 2 \cdot 1,5 + 2,5 + 2 \cdot 1 + 1,5) \cdot \frac{854 \cdot 1,8^2}{2} = 13,85 \text{ кПа}.$$

Ориентировочные гидравлические потери в подогревателе составят:

$$\Delta p_{\text{в}} = 21,57 + 13,85 = 35,42 \text{ кПа}.$$

5.2 Механический расчет элементов подогревателя

Для расчета диаметров трубопроводов, подводящих пар и воду в подогреватель, необходимо задаться скоростями данных сред. Для пара высокого давления рекомендуемый диапазон скоростей в трубопроводах составляет $w_{\text{п}} = 50 \div 70 \text{ м/с}$, для воды под давлением – $w_{\text{пв}} = 2 \div 4 \text{ м/с}$, а для трубопроводов, подающих воду на всас дренажных насосов – $w_{\text{др}} = 0,6 \div 1,5 \text{ м/с}$ [6, с.408].

Определим из уравнения неразрывности потока внутренний диаметр трубопроводов, подводящих греющий пар при условии:

$$d_{\text{вх}}^{\text{п}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_1 \cdot v_{\text{п}}}{\pi \cdot w_{\text{п}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 102,615 \cdot 0,769}{3,14 \cdot 70}} = 1,2 \text{ м},$$

Внутренний диаметр патрубка подвода пара принимаем по ГОСТ 8734-75, равным $d_{\text{вх}}^{\text{п}} = 1,2 \text{ м}$;

где $v_{\text{п}}$ – удельный объем греющего пара на входе в подогреватель:

$$v_{\text{п}} = 0,769 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						56
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Внутренние диаметры патрубков, подводящих и отводящих питательную воду из подогревателя, равны:

$$d_{BX}^B = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{ПВ}}{\pi \cdot \rho_{BX}^B \cdot w_B}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1792}{3,14 \cdot 868,3 \cdot 4}} = 0,811 \text{ м};$$

Внутренний диаметр для подвода ПВ принимаем по ГОСТ 8734-75 округляем в большую сторону, равным $d_{BX}^B = 0,820 \text{ м}$;

$$d_{ВЫХ}^B = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{ПВ}}{\pi \cdot \rho_{ВЫХ}^B \cdot w_B}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1792}{3,14 \cdot 840,9 \cdot 4}} = 0,824 \text{ м},$$

Внутренний диаметр для отвода ПВ принимаем по ГОСТ 8734-75 равным $d_{ВЫХ}^B = 0,820 \text{ м}$ округлили в меньшую сторону, так как следующий диаметр не соразмерен.

где $\rho_{BX}^B, \rho_{ВЫХ}^B$ – соответственно плотности воды на входе и на выходе из сетевого подогревателя:

$$\rho_{BX}^B = 868,3 \text{ кг/м}^3; \rho_{ВЫХ}^B = 840,9 \text{ кг/м}^3.$$

Внутренний диаметр патрубка, отводящего дренаж:

$$d_{ДР1} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot \rho_{ДР1} \cdot w_B}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 102,615}{3,14 \cdot 832,4 \cdot 4}} = 0,198 \text{ м};$$

Внутренний диаметр для патрубка ОК принимаем по ГОСТ 8734-75 равным $d_{ДР1} = 0,200 \text{ м}$;

где $\rho_{ДР1}, \rho_{ДР}$ – соответственно плотности дренажной воды из ПВД:

$$\rho_{ДР1} = 832,4 \text{ кг/м}^3;$$

Определим ориентировочный внутренний диаметр корпуса подогревателя:

$$D_K = D_{мрВН} + A = 4,575 + 0,1 = 4,675 \text{ м},$$

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						57
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

где A – величина зазора между внутренним диаметром корпуса и трубным пучком, необходимая для размещения кожухов зон охлаждения пара и конденсата, принимается равной $50 \div 100$ мм [6, с.90].

Номинальную толщину стенки цилиндрической обечайки корпуса определим по формуле [5, с. 51]:

$$S_K = \frac{p \cdot D_K}{2 \cdot \varphi_p \cdot [\sigma] - p} + C = \frac{2,3 \cdot 4,675}{2 \cdot 0,7 \cdot 206 - 0,23} + 0,005 = 4,3 \text{ см},$$

где φ_p – расчетный коэффициент прочности сварного шва; учитывает ослабление конструкции при наличии сварных швов; в соответствии с [7] при расчетах принимают значение в пределах от 0,65 до 1;

$[\sigma]$ – номинальное допускаемое напряжение для стали 08X18H10T при t_{II} составляет $[\sigma] = 206$ МПа [5, с.52];

C – прибавка к толщине стенки; величина прибавки принимается равной $4 \div 5$ мм [5, с.52].

5.3 Расчет стоимости подогревателя

Трубы теплообменной поверхности сделаны из стали 08X14МФ, общий объем труб составляет:

$$V_{mp} = n \cdot l \cdot \frac{(d_n^2 - d_{вн}^2)}{4} = 5149 \cdot 10,741 \cdot \frac{(0,032^2 - 0,024^2)}{4} = 6,135 \text{ м}^3.$$

Плотность данной стали составляет 7850 кг/м^3 .

Найдем массу труб:

$M = V \cdot \rho = 7850 \cdot 6,135 = 48157 \text{ кг}$, стоимость 1000 кг данной стали составляет 290000 руб , стоимость труб: 13965530 руб .

Корпус сделанных из стали 08X18H10T, объем корпуса:

$$V_{кор} = l \cdot \frac{(d_n^2 - d_{вн}^2)}{4} = 9,65 \cdot \frac{(4,76^2 - 4,67^2)}{4} = 1,938 \text{ м}^3.$$

Плотность данной стали составляет 7900 кг/м^3 .

Найдем массу корпуса:

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						58
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$M = V \cdot \rho = 7900 \cdot 1,938 = 15118$ кг, стоимость 1000 кг данной стали составляет 50000 руб, стоимость: 755900 руб.

Трубная доска выполнена из стали 22К, объем материала:

Трубная доска в которой закреплены теплообменные трубы и части не нуждающейся в укреплении:

$$V_{\text{трДос}} = H_{\text{трДос}} \cdot 3,14 \cdot \frac{(D_{\text{трДос}}^2)}{4} - 3,14 \cdot \frac{d_{\text{нар}}^2 \cdot n_{\text{тр}}}{4} \cdot H_{\text{трДос}} =$$

$$= 0,584 \cdot 3,14 \cdot \frac{4,575^2}{4} - 3,14 \cdot \frac{0,032^2 \cdot 5149}{4} \cdot 0,584 = 7,17 \text{ м}^3$$

Плотность данной стали составляет 7803 кг/м³.

Найдем массу трубной доски:

$M = V \cdot \rho = 7803 \cdot 7,17 = 55981$ кг, стоимость 1000 кг данной стали составляет 54700 руб, стоимость 3062160,7 руб.

Общая масса подогревателя составляет:

$$M_{\text{общ}} = M_{\text{корп}} + M_{\text{трубДос}} + M_{\text{труб}} = 48157 + 55981 + 15118 = 119256 \text{ кг}$$

Общая стоимость подогревателя составляет:

$13965530 + 755900 + 3062160,7 = 17783590,7$, к данной сумме прибавляется 50% (8891795,35руб) на работы, общая стоимость подогревателя составляет 26675386 руб.

Вывод: при выполнении конструкторского расчета подогревателя была определена площадь поверхности теплообмена $F = 5506,73 \text{ м}^2$, число теплообменных труб $N = 5149$ шт., суммарные гидравлические потери в аппарате $\Delta p_B = 32,45$ кПа, а также толщины стенок корпуса, трубной доски и водяных камер подогревателя.

6 РАСЧЕТ ШИРМОВОГО ПОДОГРЕВАТЕЛЯ

Цель: определение площади поверхности теплообмена, гидравлических сопротивлений и конструктивных размеров подогревателя высокого давления ширмового типа.

Основные характеристики подогревателя будет идентичны подогревателю коллекторно – спирального и камерного типа.

Получили следующие значения:

$$Q_{ОД} = 6,12 \text{ МВт}, \quad h_{нвОД} = 861 \frac{\text{кДж}}{\text{кг}}.$$

$$Q_{СП} = 184,1 \text{ МВт},$$

Материал для трубок принимаем – 12Х18Н10Т.

Материал для корпуса принимаем – 10Х18Н10Т.

Материал для коллектора принимаем – 10ГН2МФА.

Для определения числа трубок в подогревателе воспользуемся уравнением неразрывности:

$$\frac{G}{\rho_{PT}} = W_{PT} \cdot F_{mp},$$

где D – расход питательной воды; ρ_{PT} - плотность теплоносителя (берем плотность питательной воды) $\rho_{PT} = 854,8 \text{ кг/м}^3$; W_{PT} - скорость питательной воды (задаемся $W_{PT} = 1,8 \text{ м/с}$); F_{mp} - площадь трубок.

Массовая скорость $\omega\rho = 854,8 \cdot 1,8 = 1368 \text{ кг/м}^2 \cdot \text{с} = \text{const}$,

Определим площадь трубок:

$$F_{mp} = \frac{\pi \cdot (d_{вн})^2}{4} \cdot n_{mp},$$

Тогда площадь трубок:

$$F_{mp} = \frac{\omega\rho}{G_{нв}} = \frac{1368}{1792} = 0,76 \text{ м}^2,$$

Определим число труб в подогревателе:

$$n_{mp} = \frac{4 \cdot F_{mp}}{\pi \cdot (d_{вн})^2} = \frac{4 \cdot 0,76}{3,14 \cdot (24 \cdot 10^{-3})^2} = 1687.$$

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						60
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

6.1 Расчет площади теплопередающей поверхности подогревателя

Площадь теплопередающей поверхности рассчитывается по формуле

$$S_H = \frac{Q_H}{k_H \cdot \Delta t_{CP.H}}.$$

Так как отношение $\frac{d_H}{d_\epsilon} \leq 2$, то коэффициент теплоотдачи k рассчитывается по формуле:

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1}$$

Коэффициент теплоотдачи пара к стенке трубы при вертикальном расположении поверхности нагрева [2]:

$$\alpha_{1B} = 1,13 \cdot Re_\kappa^{1/3} \cdot \left(\frac{g}{v_\kappa^2} \right)^{1/3} \cdot \lambda_\kappa$$

Коэффициент теплоотдачи пара к стенке трубы при горизонтальном расположении поверхности нагрева:

$$\alpha_{1Г} = 0,19 \cdot Pr_\kappa^{1/3} \cdot \left(\frac{g}{v_\kappa^2} \right)^{1/3} \cdot \lambda_\kappa$$

Скорость будет равна $\omega = 1,8$ м/с, [2, с.92], рассчитаем коэффициент Рейнольдса:

$$Re = \frac{\omega \cdot d_\epsilon}{\nu} = \frac{1,8 \cdot 0,024}{1,493 \cdot 10^{-7}} = 2,894 \cdot 10^5$$

Коэффициенты теплопроводности $\lambda = 0,6603 \frac{Вт}{м \cdot К}$.

Число Прандля $Pr = 0,8737$

Критерий Нуссельта при $Re_\epsilon > 10^4$ определим следующим образом:

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,43} = 507,7$$

Определим α_2

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						61
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{\text{вн}}} = \frac{507,7 \cdot 0,6603}{0,024} = 1,397 \cdot 10^4 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К}$$

Коэффициент теплоотдачи пара к стенке трубы при вертикальном расположении поверхности нагрева

$$\alpha_{1B} = 1,13 \cdot \text{Re}_\kappa^{1/3} \cdot \left(\frac{g}{v_\kappa^2} \right)^{1/3} \cdot \lambda_\kappa = 1,13 \cdot (2,894 \cdot 10^5)^{1/3} \cdot \left(\frac{9,8}{(1,493 \cdot 10^{-7})^2} \right)^{1/3} \cdot 0,66 =$$

$$= 3,753 \cdot 10^6 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплоотдачи пара к стенке трубы при горизонтальном расположении поверхности нагрева

$$\alpha_{1Г} = 0,19 \cdot \text{Pr}_\kappa^{1/3} \cdot \left(\frac{g}{v_\kappa^2} \right)^{1/3} \cdot \lambda_\kappa = 0,19 \cdot 0,8737^{1/3} \cdot \left(\frac{9,8}{(1,493 \cdot 10^{-7})^2} \right)^{1/3} \cdot 0,66 =$$

$$= 8,903 \cdot 10^3 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Коэффициент теплоотдачи будет равный среднему значению.:

$$\alpha_1 = \frac{\alpha_{1B} + \alpha_{1Г}}{2} = 1,881 \cdot 10^6 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Общий коэффициент теплопередачи для чистых поверхностей нагрева в этом случае можно определить из выражения:

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{\text{СТ}}}{\lambda_{\text{СТ}}} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{1,881 \cdot 10^6} + \frac{0,004}{33} + \frac{1}{1,397 \cdot 10^4} \right)^{-1} = 5172 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

где теплопроводность материала трубы при средней температуре стенки (Материал труб – 12Х18Н10Т). $\lambda_{\text{СТ}} = f(t_{\text{с.р}}) = 33 \text{ Вт} / \text{м} \cdot ^\circ\text{С}$.

Необходимая ориентировочная площадь поверхности нагрева:

$$F_{\text{СП2}} = \frac{Q_{\text{СП2}}}{k \cdot \Delta t_{\text{ср}}} = \frac{184,1 \cdot 10^3}{5,17 \cdot 9,715} = 3666 \text{ м}^2.$$

Тепловой поток:

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						62
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$q_F = \frac{Q_{II}}{F} = \frac{1,841 \cdot 10^5 \cdot 10^3}{3666} = 5,022 \cdot 10^4 \text{ кВт/м}^2.$$

Расчет охладителя дренажа.

Среднелогарифмический температурный напор в зоне ОК:

$$\Delta t_{\bar{o}} = t_{оп1} - t_{нв2} = 226,05 - 201,6 = 24,5 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_M = t_{оп1} - t_{нвОД} = 206 - 200,5 = 5,5 \text{ } ^\circ\text{C};$$

$$\Delta t_{нв\bar{o}} = \frac{\Delta t_{\bar{o}} - \Delta t_M}{\ln\left(\frac{\Delta t_{\bar{o}}}{\Delta t_M}\right)} = \frac{24,5 - 5,5}{\ln\left(\frac{24,5}{5,5}\right)} = 12,7 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Средняя температура конденсата в зоне ОК:

$$t_{вОК}^{cp} = 0,5 \cdot (t_{нв\bar{o}}^l + t_{выхОД}) = 0,5 \cdot (226 + 206) = 216 \text{ } ^\circ\text{C}.$$

Теплофизические параметры конденсата, при средней температуре:

$$\nu_{\bar{e}} = f(p_{нв\bar{o}1}, t_{вОК}^{cp}) = f(2,6; 216) = 1,466 \cdot 10^{-7} \text{ м}^2/\text{с},$$

$$\lambda_{\bar{e}} = f(p_{нв\bar{o}1}, t_{вОК}^{cp}) = f(2,6; 216) = 0,652 \text{ Вт/м}\cdot\text{К},$$

$$\mu_{\bar{e}} = f(p_{нв\bar{o}1}, t_{вОК}^{cp}) = f(2,6; 216) = 1,24 \cdot 10^{-4} \text{ Па}\cdot\text{с},$$

$$\nu_{\bar{e}} = f(p_{нв\bar{o}1}, t_{вОК}^{cp}) = f(2,6; 216) = 1,182 \cdot 10^{-3} \text{ м}^3/\text{кг},$$

$$\text{Pr}_{\bar{e}} = f(p_{нв\bar{o}1}, t_{вОК}^{cp}) = f(2,6; 216) = 0,8713.$$

Скорость будет равна $\omega = 1,8 \text{ м/с}$, [2, с.92], рассчитаем коэффициент Рейнольдса:

$$\text{Re} = \frac{\omega \cdot d_{\bar{e}}}{\nu} = \frac{1,8 \cdot 0,024}{1,493 \cdot 10^{-7}} = 2,894 \cdot 10^5$$

$$\text{Коэффициенты теплопроводности } \lambda = 0,6603 \frac{\text{Вт}}{\text{м}\cdot\text{К}}.$$

Число Прандля $\text{Pr} = 0,8737$

Критерий Нуссельта при $\text{Re}_{\bar{e}} > 10^4$ определим следующим образом:

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						63
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$Nu = 0,023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.43} = 507,7$$

Определим α_2

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{\text{вн}}} = \frac{507,7 \cdot 0,6603}{0,024} = 1,397 \cdot 10^4 \text{ Вт} / \text{м}^2 \cdot \text{К}$$

Коэффициент теплоотдачи конденсата к стенке трубы при вертикальном расположении поверхности нагрева

$$\begin{aligned} \alpha_{1B} &= 1,13 \cdot Re_{\kappa}^{1/3} \cdot \left(\frac{g}{\nu_{\kappa}^2} \right)^{1/3} \cdot \lambda_{\kappa} = 1,13 \cdot 2,894 \cdot 10^{5/3} \cdot \left(\frac{9,8}{(1,466 \cdot 10^{-7})^2} \right)^{1/3} \cdot 0,652 = \\ &= 3,628 \cdot 10^6 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

Коэффициент теплоотдачи конденсата к стенке трубы при горизонтальном расположении поверхности нагрева

$$\begin{aligned} \alpha_{1Г} &= 0,19 \cdot Pr_{\kappa}^{1/3} \cdot \left(\frac{g}{\nu_{\kappa}^2} \right)^{1/3} \cdot \lambda_{\kappa} = 0,19 \cdot 0,873^{1/3} \cdot \left(\frac{9,8}{(1,466 \cdot 10^{-7})^2} \right)^{1/3} \cdot 0,652 = \\ &= 8,899 \cdot 10^3 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}). \end{aligned}$$

Коэффициент теплоотдачи будет равный среднему значению.:

$$\alpha_1 = \frac{\alpha_{1B} + \alpha_{1Г}}{2} = 1,819 \cdot 10^6 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Определим коэффициент теплопередачи:

$$k = \left(\frac{1}{\alpha_1} + \frac{\delta_{CT}}{\lambda_{CT}} + \frac{1}{\alpha_2} \right)^{-1} = \left(\frac{1}{1,819 \cdot 10^6} + \frac{0,004}{33} + \frac{1}{1,397 \cdot 10^4} \right)^{-1} = 5172 \text{ Вт} / (\text{м}^2 \cdot \text{К}).$$

Площадь поверхности теплообмена зоны охладителя конденсата определяется из уравнения теплопередачи:

$$F_{od} = \frac{Q_{od}}{k \cdot \Delta t_{ок}} = \frac{6,12 \cdot 10^3}{5,17 \cdot 12,7} = 92,9 \text{ м}^2.$$

Тепловой поток:

$$q_F = \frac{Q_{od}}{F} = \frac{6,12 \cdot 10^3 \cdot 10^3}{92,9} = 6,6 \cdot 10^4$$

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		64

Общая площадь поверхности теплообмена ширмового подогревателя будет складываться из зоны собственного подогревателя и зоны охладителя дренажа:

$$S = F_{сп} + F_{од} = 3666 + 92,9 = 3759,2 \text{ м}^2.$$

Длина труб теплопередающей поверхности:

$$L = \frac{S}{\pi \cdot d_n} = \frac{3759,2}{3,14 \cdot 0,032} = 37412 \text{ м}$$

Длина одной трубы:

$$l = \frac{L}{n_{тр}} = \frac{37412}{1687} = 22 \text{ м}.$$

Длина трубы не превышает длины перевозимой по железной дороге.

6.2 Конструкторский расчет

6.2.1 Расчет толщины стенки коллектора

Рассчитаем диаметр коллектора, для этого воспользуемся уравнение неразрывности (скорость принимается в пределах 6- 9 м/с, температура теплоносителя на входе $T = 200,5^{\circ}\text{C}$, при данной температуре плотность равна $\rho=864,1\text{кг/м}^3$)

$$\frac{G}{\rho} = W \cdot F_{кол},$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot G}{\pi \cdot W \cdot \rho}},$$

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot 1792}{3,14 \cdot 6 \cdot 864,1}} = 0,664 \text{ м},$$

Для осуществления возможности доступа персонала в коллектор минимальный диаметр коллектора должен составлять 600 мм. В нашем случае данное условие выполняется.

Для удобства компоновки найдем длину окружности коллектора

$$l_{кол} = \pi \cdot d_{кол} = 3,14 \cdot 664 \approx 2084 \text{ мм}.$$

Найдем количество трубок по длине коллектора:

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						65
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$n = l_{\text{кол}} / S = 2084 / 38,4 = 54,3$$

Найдем количество рядов труб:

$$n_{\text{труб}} / n = 1687 / 54,3 = 31$$

Длина участка коллектора занятая трубами:

$$L = 31 \cdot 38,4 + 38,4 = 1232 \text{ мм.}$$

Площадь проходного сечения межтрубного пространства будет равна:

$$f_k = L \cdot l_{\text{кол}} - n \cdot \frac{\pi \cdot d_n^2}{4} = 1232 \cdot 2084 - 1687 \cdot \frac{3,14 \cdot 32^2}{4} = 1.212 \text{ м}^2.$$

Толщина стенки коллектора:

$$\delta_{\text{кол}} = \frac{P_p \cdot d_e}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_n - P_p} + C.$$

Коэффициент прочности для квадратной компоновки определим по формуле:

$$\phi = \frac{S - d_n}{S} = \frac{38,4 - 32}{38,4} = 0,167$$

В нашем случае на коллектор действует как наружное, так и внутренне давления, поэтому за расчетное принимается максимально возможная разность.

$$P_p = 0,9 \cdot 1,25 \cdot (P_1 - P_2) = 0,9 \cdot 1,25 \cdot (8,3 - 2,6) \cdot 0,102 = 0,654 \text{ кгс/мм}^2.$$

Номинальное допускаемое напряжение определяется по наиболее нагретому участку (примем температуру равную температуре теплоносителя) $t_{\text{ст}} = 217^\circ\text{C}$ для стали 10ГН2МФА $[\sigma_n] = 21,9 \text{ кгс/мм}^2$.

$$\delta_{\text{кол}}^I = \frac{0,654 \cdot 0,664}{2 \cdot 0,167 \cdot 21,9 - 0,654} + C = 0,065 + C,$$

Принимаем $C = 0$, т.к. $\delta_{\text{кол}} > 0,02 \text{ м.}$, тогда $\delta_{\text{кол}}^I = 0,065 \text{ м.}$

Следовательно внешний диаметр коллектора будет равен:

$$d_{\text{кол}}^2 = d_{\text{вн}} + 2 \cdot \delta_{\text{кол}}^2 = 0,664 + 2 \cdot 0,065 = 0,672 \text{ м.}$$

Определим длину одной трубы, с учетом антикоррозионной наплавки $\delta = 8 \text{ мм}$, из материала 12Х18Н10Т.

$$l = l_{\text{тр}} + 2 \cdot \delta_{\text{кол}} + 2 \cdot \delta = 22 + 2 \cdot 0,065 + 2 \cdot 0,004 = 22,138 \text{ м}$$

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						66
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Также определим толщину стенки коллектора не ослабленную отверстиями (коэффициент $\varphi = 1$):

$$\delta_{кол}^1 = \frac{0,654 \cdot 0,664}{2 \cdot 1 \cdot 21,9 - 0,654} + C = 0,014 + C$$

Принимаем $C = 1$, т.к. $\delta_{кол} < 0,02$ м., тогда $\delta_{кол}^2 = 0,015$ м.

Следовательно внешний диаметр коллектора будет равен:

$$d_{кол}^2 = d_{вн} + 2 \cdot \delta_{кол}^2 = 0,664 + 2 \cdot 0,015 = 0,694 \text{ м.}$$

6.2.2 Расчет толщины стенки корпуса

Определим внутренний диаметр корпуса начертив и расположив трубки и коллектор (рисунок 17).

диаметр корпуса:

$$d_{внКОРП} = 3,331 \text{ м.}$$

Определи толщину стенки корпуса:

$$\delta_{кор} = \frac{P_p \cdot d_v}{2 \cdot \varphi \cdot \sigma_n - P_p} + C$$

В нашем случае на раздающий коллектор действует только внутреннее давление.

$$P_p = 0,9 \cdot 1,25 \cdot P_2 = 0,9 \cdot 1,25 \cdot 2,6 \cdot 0,102 = 0,298 \text{ кгс/мм}^2.$$

Номинальное допускаемое напряжение определяется по наиболее нагретому участку (примем температуру равную температуре рабочего тела) $t_{ст} = 226,1^\circ\text{C}$ для стали 10X18H10T $[\sigma_n] = 12,42 \text{ кгс/мм}^2$.

$$\delta_{кор} = \frac{0,298 \cdot 3,331}{2 \cdot 1 \cdot 12,42 - 0,298} + C = 0,041 + C$$

Принимаем $C = 0$, т.к. $\delta_{кор} > 0,02$ м., тогда $\delta_{кор}^1 = 0,041$ м.

Следовательно внешний диаметр корпуса будет равен:

$$d_{кор} = d_{вн} + 2 \cdot \delta_{кор} = 3,331 + 2 \cdot 0,041 = 3,414 \text{ м.}$$

6.3 Гидравлический расчет

Гидравлический расчёт проводится с целью определения надёжности работы контура при заданных размерах и тепловых характеристиках.

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						67
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

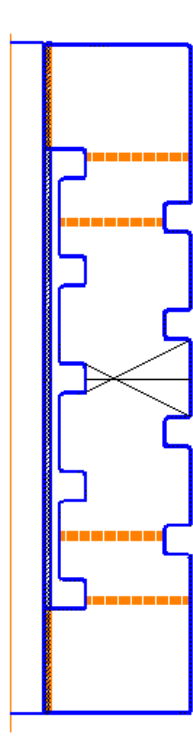


Рисунок 18 – Расположение поверхности нагрева

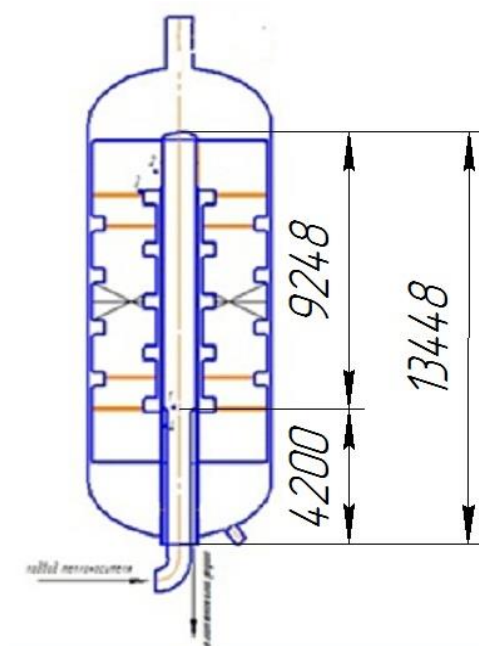


Рисунок 19 – Местные сопротивления

6.3.1 Гидравлическое сопротивление при движении теплоносителя.

Чтобы мы могли посчитать потери, для начала уложим трубку в подогреватель и определим длины участков и количество гибов.(рисунок 18)

Потери давления от трения вычисляются по формуле

$$\Delta p_{тр} = \xi_T \cdot \frac{L}{d_k} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}, \text{ Па.}$$

Потери давления от местных сопротивлений вычисляются по формуле

$$\Delta p_{м} = \xi_{м} \cdot \frac{\rho \cdot \omega^2}{2}, \text{ Па,}$$

где ξ_T и $\xi_{м}$ – коэффициент сопротивления на трение и коэффициент местного сопротивления, соответственно; ρ – плотность теплоносителя, кг/м³; ω – скорость теплоносителя, м/с, d_k – диаметр канала, м, L – длина канала, м.

Наглядную картинку о местных сопротивлениях дает рисунок 17.

Рассчитаем местные сопротивления:

В точке 1 теплоноситель меняет свое сечение, определим коэффициент местного сопротивления (рисунок 17)

Отсюда можем определить коэффициент местного сопротивления $\xi_{м} = 0,1$.

$$\Delta p_{м} = 0,1 \cdot \frac{854,8 \cdot 6^2}{2} = 1539 \text{ Па.}$$

Далее теплоноситель из коллектора направляется в трубы точка 2, в этом случае коэффициент местного сопротивления будет равен $\xi_{м} = 0,5$,

$$\Delta p_{м} = 0,5 \cdot \frac{854,8 \cdot 1,8^2}{2} = 692,3 \text{ Па.}$$

При движении рабочего тела в трубах расчет произведем для плотности $\rho = 854,8$ кг/м³. В точке 3 при повороте на 90° коэффициент местного сопротивления находится в интервале 0,2 – 0,41, примем $\xi_{м} = 0,3$. Общее количество поворотов на 90° составляет 18, также присутствует поворот на 180°, в этом случае коэффициент местного сопротивления

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						69
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

находится в интервале 0,26 – 0,6, примем $\xi_m = 0,43$, потери при движении теплоносителя в трубах:

$$\xi_m = 18 \cdot \xi_m^{90} + \xi_m^{180} = 18 \cdot 0,3 + 0,43 = 5,83$$

$$\Delta p_m = 5,83 \cdot \frac{854,8 \cdot 1,8^2}{2} = 8214 \text{ Па.}$$

В точке 4 теплоноситель меняет свое сечение, определим коэффициент местного сопротивления (рисунок 18) для выхода из труб в коллектор.

Отсюда можем определить коэффициент местного сопротивления $\xi_m = 1,0$.

$$\Delta p_m = 1 \cdot \frac{854,8 \cdot 6^2}{2} = 15655 \text{ Па.}$$

Определим потери на трение:

Для нашей стали, примем $\delta_{ш} = 0,01$ мм, по (рисунок 17) также определили длину участка входного патрубка $L = 4,200$ м,

$$\xi_{3T} = \left(1,74 + 2 \cdot \lg \frac{r_6}{\delta_{ш}} \right)^{-2} = \left(1,74 + 2 \cdot \lg \frac{0,2825}{0,01 \cdot 10^{-3}} \right)^{-2} = 8,82 \cdot 10^{-3},$$

$$\Delta p_{mp} = 0,00882 \cdot \frac{4,200}{0,856} \cdot \frac{869,7 \cdot 6,84^2}{2} = 1136 \text{ Па.}$$

Далее рассмотрим участок коллектора, также определили длину участка $L = 9,248$ м,

$$\xi_{3T} = \left(1,74 + 2 \cdot \lg \frac{r_6}{\delta_{ш}} \right)^{-2} = \left(1,74 + 2 \cdot \lg \frac{0,428}{0,01 \cdot 10^{-3}} \right)^{-2} = 8,26 \cdot 10^{-3},$$

$$\Delta p_{mp} = 0,00826 \cdot \frac{9,248}{0,664} \cdot \frac{869,7 \cdot 6^2}{2} = 1802 \text{ Па.}$$

Далее рассмотрим участок теплообмена, также определили длину участка $L = 21,884$ м,

$$\xi_{3T} = \left(1,74 + 2 \cdot \lg \frac{r_6}{\delta_{ш}} \right)^{-2} = \left(1,74 + 2 \cdot \lg \frac{0,006}{0,01 \cdot 10^{-3}} \right)^{-2} = 0,0187,$$

$$\Delta p_{mp} = 0,0187 \cdot \frac{22}{0,0058} \cdot \frac{869,7 \cdot 1,6^2}{2} = 7929 \text{ Па.}$$

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						70
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Общие сопротивления при движении теплоносителя составят:

$$\Delta p = \Delta p_{\text{мес}} + \Delta p_{\text{тр}} = 26099 + 10792 = 36892 \text{ Па} = 37 \text{ кПа}.$$

6.4 Механический расчет элементов подогревателя

Для расчета диаметров трубопроводов, подводящих пар и воду в подогреватель, необходимо задаться скоростями данных сред. Для пара высокого давления рекомендуемый диапазон скоростей в трубопроводах составляет $w_{\text{П}} = 50 \div 70 \text{ м/с}$, для воды под давлением — $w_{\text{ПВ}} = 2 \div 4 \text{ м/с}$, а для трубопроводов, подающих воду на всас дренажных насосов — $w_{\text{ДР}} = 0,6 \div 1,5 \text{ м/с}$ [6, с.408].

Определим из уравнения неразрывности потока внутренний диаметр трубопроводов, подводящих греющий пар при условии:

$$d_{\text{ВХ}}^{\text{П}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{I}} \cdot v_{\text{П}}}{\pi \cdot w_{\text{П}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 102,615 \cdot 0,769}{3,14 \cdot 70}} = 1,2 \text{ м},$$

Внутренний диаметр патрубка подвода пара принимаем по ГОСТ 8734-75, равным $d_{\text{ВХ}}^{\text{П}} = 1,2 \text{ м}$;

где $v_{\text{П}}$ — удельный объем греющего пара на входе в подогреватель:

$$v_{\text{П}} = 0,769 \text{ м}^3/\text{кг}.$$

Внутренние диаметры патрубков, подводящих и отводящих питательную воду из подогревателя, равны:

$$d_{\text{ВХ}}^{\text{В}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{ПВ}}}{\pi \cdot \rho_{\text{ВХ}}^{\text{В}} \cdot w_{\text{В}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1792}{3,14 \cdot 868,3 \cdot 4}} = 0,811 \text{ м};$$

Внутренний диаметр для подвода ПВ принимаем по ГОСТ 8734-75 округляем в большую сторону, равным $d_{\text{ВХ}}^{\text{В}} = 0,820 \text{ м}$;

$$d_{\text{ВЫХ}}^{\text{В}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_{\text{ПВ}}}{\pi \cdot \rho_{\text{ВЫХ}}^{\text{В}} \cdot w_{\text{В}}}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1792}{3,14 \cdot 840,9 \cdot 4}} = 0,824 \text{ м},$$

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						71
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Внутренний диаметр для отвода ПВ принимаем по ГОСТ 8734-75 равным $d_{\text{ВЫХ}}^B = 0,820$ м округлили в меньшую сторону, так как следующий диаметр не соразмерен.

где $\rho_{\text{ВХ}}^B$, $\rho_{\text{ВЫХ}}^B$ – соответственно плотности воды на входе и на выходе из сетевого подогревателя:

$$\rho_{\text{ВХ}}^B = 868,3 \text{ кг/м}^3; \rho_{\text{ВЫХ}}^B = 840,9 \text{ кг/м}^3.$$

Внутренний диаметр патрубка, отводящего дренаж:

$$d_{\text{ДР1}} = \sqrt{\frac{4 \cdot G_1}{\pi \cdot \rho_{\text{ДР1}} \cdot w_B}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 102,615}{3,14 \cdot 832,4 \cdot 4}} = 0,198 \text{ м};$$

Внутренний диаметр для патрубка ОК принимаем по ГОСТ 8734-75 равным $d_{\text{ДР1}} = 0,200$ м;

где $\rho_{\text{ДР1}}$, $\rho_{\text{ДР}}$ – соответственно плотности дренажной воды из ПВД:

$$\rho_{\text{ДР1}} = 832,4 \text{ кг/м}^3;$$

6.5 Расчет стоимости подогревателя

Трубы теплообменной поверхности сделаны из стали 12Х18Н10Т, общий объем труб составляет:

$$V_{\text{тр}} = n \cdot l \cdot \frac{(d_n^2 - d_{\text{вн}}^2)}{4} = 1687 \cdot 21,884 \cdot \frac{(0,032^2 - 0,024^2)}{4} = 4,135 \text{ м}^3.$$

Плотность данной стали составляет 7920 кг/м³.

Найдем массу труб:

$M = V \cdot \rho = 7920 \cdot 4,135 = 32748$ кг, стоимость 1000 кг данной стали составляет 393000 руб, стоимость труб: 12869964 руб.

Корпус сварен из трех обечаек сделанных из стали 10Х18Н10Т, объем корпуса:

$$V_{\text{кор}} = l \cdot \frac{(d_n^2 - d_{\text{вн}}^2)}{4} = 15,58 \cdot \frac{(3,414^2 - 3,331^2)}{4} = 2,18 \text{ м}^3.$$

Плотность данной стали составляет 7900 кг/м³.

Найдем массу корпуса:

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						72
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$M = V \cdot \rho = 7900 \cdot 2,18 = 17224$ кг, стоимость 1000 кг данной стали составляет 33030 руб, стоимость: 568908 руб.

Коллектор выполнен из стали 10ГН2МФА, объем материала:

Коллектор состоит из двух утолщений в которых закреплены теплообменные трубы и части не нуждающейся в укреплении:

$$V_{кол} = 2 \cdot l \cdot \frac{(d_n^2 - d_{вн}^2)}{4} + l \cdot \frac{(d_{н2}^2 - d_{вн}^2)}{4} =$$

$$= 2 \cdot 4,200 \cdot \frac{(0,672^2 - 0,664^2)}{4} + 9,248 \cdot \frac{(0,672^2 - 0,664^2)}{4} = 0,05 \text{ м}^3,$$

Плотность данной стали составляет 7850 кг/м³.

Найдем массу коллектора:

$M = V \cdot \rho = 7850 \cdot 0,05 = 394,57$ кг, стоимость 1000 кг данной стали составляет 59400руб, стоимость:23437,6 руб.

Общая масса подогревателя составляет:

$$M_{общ} = M_{корп} + M_{кол} + M_{труб} = 17224 + 394,57 + 32748 = 50366,57 \text{ кг}$$

Общая стоимость подогревателя составляет:

$12869964 + 568908 + 23437,6 = 13462309,6$ руб, к данной сумме прибавляется 50% (6731154,8руб) на работы, общая стоимость подогревателя составляет 20193464,4 руб.

Вывод: при выполнении конструкторского расчета подогревателя была определена площадь поверхности теплообмена $F = 3744,7 \text{ м}^2$, число теплообменных труб $N=1687$ шт., суммарные гидравлические потери в аппарате $\Delta p_B = 37$ кПа, а также толщины стенок корпуса подогревателя.

7 СРАВНИТЕЛЬНАЯ ОЦЕНКА ТЕПЛО-ЭКОНОМИЧЕСКИХ ПОКАЗАТЕЛЕЙ ПОДОГРЕВАТЕЛЕЙ РАЗНОГО ТИПА

7.1 Финансовый менеджмент, ресурсоэффективность и ресурсосбережение

Целью данного раздела является определение конкурентоспособности и рентабельности подогревателя высокого давления (ПВД) разных типов. Проведение сравнительного анализа экономических показателей исходного и модернизированного парогенератора согласно [Методические указания по выполнению организационно – экономического раздела ВКР для студентов ЭНИН].

7.2 Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения

Анализ конкурентных технических решений с позиции ресурсоэффективности и ресурсосбережения позволяет провести оценку сравнительной эффективности научной разработки с имеющимися аналогами и определить направления для ее будущего совершенствования. Целесообразнее проводить данный анализ с помощью оценочной карты, приведенной в таблице 3.

Позиция разработки и конкурентов оценивается по каждому показателю экспертным путем по пятибалльной шкале, где 1 – наиболее слабая позиция, а 5 – наиболее сильная. Веса показателей, определяемые экспертным путем, в сумме должны составлять 1.

Анализ конкурентных технических решений определяется по формуле:

$$K = \sum B_i \cdot B_i,$$

где K – конкурентоспособность инженерного решения или конкурента;

B_i – вес показателя (в долях единицы);

B_i – балл i -го показателя.

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						74
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Таблица 3 – Оценочная карта для сравнения конкурентных технических решений (разработок)

Критерии оценки	Вес критерия	Баллы		Конкурентно-способность	
		Б _{к1}	Б _{к2}	К _{к1}	К _{к2}
Технические критерии оценки ресурсоэффективности					
1.Номинальный расход питательной воды	0,2	4	5	0,8	1
2. Удобство эксплуатации	0,1	5	5	0,5	0,5
3. Надежность	0,1	4	5	0,4	0,5
4. Уровень шума	0,01	3	3	0,03	0,03
5. Безопасность	0,1	5	5	0,5	0,5
6. Ремонтопригодность	0,05	4	5	0,2	0,25
7. Простота конструкции	0,05	5	5	0,25	0,25
8. Автоматизация процессов	0,05	5	5	0,25	0,25
Экономические критерии оценки ресурсоэффективности					
10. Себестоимость ПВД	0,1	5	5	0,5	0,5
11. Срок эксплуатации	0,04	4	5	0,16	0,2
12. Обслуживание	0,1	5	5	0,5	0,5
Итого	1			4,09	4,48
Б _{к1} – баллы ПВД коллеторно-спирального(ПВД-КС), Б _{к2} – баллы ПВД камерного типа(ПВД-К).					

7.3 Расчёт капитальных вложений (инвестиций) подогревателя ПВД-КС.

7.3.1 Расчёт полной себестоимости подогревателя

$$C_{\text{пол}} = D \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6 \cdot k_7 \cdot k_8 \cdot 2000 \cdot k_{\text{пер}} =$$

$$= 6451,2 \cdot 0,47 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,15 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 2000 \cdot 55 = 159719912 \text{ руб.,}$$

где $D = 6451,2$ т/ч – номинальный расход питательной воды проектируемого ПВД;

k_i – коэффициенты, учитывающие технические характеристики подогревателя при определении его себестоимости:

$k_1 = 0,47$ – номинальный расход питательной воды проектируемого ПВД;

$k_2 = 1$ – параметры пара;

$k_3 = 1$ – параметры п.в;

$k_4 = 1,15$ – способ поставки;

$k_5 = 1$ – вид топлива;

$k_6 = 1$ – компоновка ПВД;

$k_7 = 1$ – число корпусов;

$k_8 = 1$ – тип ПВД;

$k_{\text{пер}} = 55$ – коэффициент пересчета на современные цены.

Удельная себестоимость ПВД выбранного за основу расчета (руб./т/ч).

7.3.2 Капитальные вложения

$$K = C_{\text{пол}} + C_{\text{пол}} \cdot \frac{P_{\text{н}}}{100} + K_{\text{тр}} + K_{\text{пот}} + K_{\text{стр}},$$

где $C_{\text{пол}}$ – полная себестоимость ПВД;

$P_{\text{н}}$ – средняя рентабельность по подогревателюстроению, составляет 20 % от полной себестоимости подогревателя;

$K_{\text{тр}}$ – транспортно-заготовительные расходы, составляют 2 % от полной себестоимости подогревателя;

$K_{\text{пот}}$ – сопутствующие затраты у потребителя;

$K_{\text{стр}}$ – затраты на строительную часть у потребителя.

7.3.3 Транспортно-заготовительные расходы

$$K_{\text{тр}} = 0,2 \cdot C_{\text{пол}} = 0,2 \cdot 159719912 = 3194398,4 \text{ руб.}$$

7.3.4 Расчет сопутствующих затрат у потребителя

$$K_{\text{пот}} = K_{\text{м}} + K_{\text{из}} = 14374792,1 + 17569190,3 = 31943982,4 \text{ руб.}$$

где $K_{\text{м}} = 0,09 \cdot C_{\text{пол}} = 0,09 \cdot 159719912 = 14374792,1$ руб –затраты на монтаж подогревателя, выбираются в диапазоне 8÷10 %;

$K_{\text{из}} = 0,11 \cdot C_{\text{пол}} = 0,11 \cdot 159719912 = 17569190,3$ руб – затраты на съемную блочную теплоизоляцию подогревателя, обмуровку определяют косвенно от цены в диапазоне 10÷12 %.

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						76
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

7.3.5 Затраты на строительную часть у потребителя

$$K_{\text{стр}} = K_{\text{зд}} + K_{\text{ф}},$$

где $K_{\text{зд}}$ – стоимость здания, приходящаяся на ПВД(турбинный цех);

$K_{\text{ф}}$ – стоимость фундамента.

7.3.6 Расчет стоимости здания, приходящегося на ПВД

$$K_{\text{зд}} = S_{\text{м}} \cdot k_{\text{доп}} \cdot \Pi_{\text{зд}} \cdot h_{\text{зд}} = 42,56 \cdot 2 \cdot 1200 \cdot 12,216 = 1247791,1 \text{ руб.},$$

где $S_{\text{м}} = 3,8 \cdot 11,20 = 42,56 \text{ м}^2$ – площадь, занимаемая подогревателем;

$k_{\text{доп}} = 2$ – коэффициент, учитывающий дополнительную площадь;

$h_{\text{зд}} = 12,216 \text{ м}$ – высота цеха (верхняя отметка ПВД+5÷7м);

$\Pi_{\text{зд}} = 1200 \text{ руб.}$ – цена за квадратный метр.

7.3.7 Расчет стоимости фундамента

$$K_{\text{ф}} = D \cdot k_{\text{ф}} = 2686,4 \cdot 0,99 \cdot 10^4 = 26595360 \text{ руб.},$$

где $k_{\text{ф}}$ – коэффициент, учитывающий влияние номинального расхода питательной воды на стоимость фундамента, определяется как $\text{КПД} \cdot 10^4$.

7.3.8 Расчет затрат на строительную часть у потребителя

$$K_{\text{стр}} = 1247791,1 + 26595360 = 27843151,1 \text{ руб.}$$

7.3.9 Расчёт капитальных вложений

$$K = 159719912 + 159719912 \cdot \frac{20}{100} + 31943982,4 + \\ + 31943982,4 + 27843151,1 = 283395010 \text{ руб.}$$

7.4 Расчёт капитальных вложений (инвестиций) подогревателя ПВД-К

7.4.1 Расчёт полной себестоимости парогенератора

$$C_{\text{пол}} = D \cdot k_1 \cdot k_2 \cdot k_3 \cdot k_4 \cdot k_5 \cdot k_6 \cdot k_7 \cdot k_8 \cdot 2000 \cdot k_{\text{пер}} = \\ = 6451,2 \cdot 0,48 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1,15 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 1 \cdot 2000 \cdot 55 = 158983176 \text{ руб.},$$

где $D = 6451,2 \text{ т/ч}$ – номинальный расход питательной воды проектируемого ПВД;

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		77

k_i – коэффициенты, учитывающие технические характеристики подогревателя при определении его себестоимости:

$k_1 = 0,48$ номинальный расход питательной воды проектируемого ПВД;

$k_2 = 1$ – параметры пара;

$k_3 = 1$ – параметры п.в;

$k_4 = 1,15$ – способ поставки;

$k_5 = 1$ – вид топлива;

$k_6 = 1$ – компоновка ПВД;

$k_7 = 1$ – число корпусов;

$k_8 = 1$ – тип ПВД;

$k_{\text{пер}} = 55$ – коэффициент пересчета на современные цены. Удельная себестоимость ПВД выбранного за основу расчета (руб./т/ч).

7.4.2 Капитальные вложения

$$K = C_{\text{пол}} + C_{\text{пол}} \cdot \frac{P_n}{100} + K_{\text{тр}} + K_{\text{пот}} + K_{\text{стр}},$$

где $C_{\text{пол}}$ – полная себестоимость ПВД;

P_n – средняя рентабельность по подогревателюстроению, составляет 20 % от полной себестоимости подогревателя;

$K_{\text{тр}}$ – транспортно-заготовительные расходы, составляют 2 % от полной себестоимости подогревателя;

$K_{\text{пот}}$ – сопутствующие затраты у потребителя;

$K_{\text{стр}}$ – затраты на строительную часть у потребителя.

7.4.3 Транспортно-заготовительные расходы

$$K_{\text{тр}} = 0,2 \cdot C_{\text{пол}} = 0,2 \cdot 158983176 = 31\,796\,63,2 \text{ руб.}$$

7.4.4 Расчет сопутствующих затрат у потребителя

$$K_{\text{пот}} = K_{\text{м}} + K_{\text{из}} = 14308485,8 + 17488149,4 = 31\,796\,635,2 \text{ руб.}$$

где $K_{\text{м}} = 0,09 \cdot C_{\text{пол}} = 0,09 \cdot 158983176 = 14\,308\,485,8 \text{ руб}$ – затраты на монтаж подогревателя, выбираются в диапазоне 8÷10 %;

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						78
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$K_{из} = 0,11 \cdot C_{пол} = 0,11 \cdot 158983176 = 17488149,4$ руб – затраты на съемную блочную теплоизоляцию подогревателя, обмуровку определяются косвенно от цены в диапазоне 10÷12 %.

7.4.5 Затраты на строительную часть у потребителя

$$K_{стр} = K_{зд} + K_{ф},$$

где $K_{зд}$ – стоимость здания, приходящаяся на ПВД;

$K_{ф}$ – стоимость фундамента.

7.4.6 Расчет стоимости здания, приходящегося на ПГ

$$K_{зд} = S_m \cdot k_{доп} \cdot \Pi_{зд} \cdot h_{зд} = 30,6 \cdot 2 \cdot 1200 \cdot 12,216 = 897143,04 \text{ руб.},$$

где $S_m = 2,4 \cdot 12,75 = 30,6 \text{ м}^2$ – площадь, занимаемая подогревателем;

$k_{доп} = 2$ – коэффициент, учитывающий дополнительную площадь;

$h_{зд} = 12,216 \text{ м}$ – высота цеха (верхняя отметка ПГ+5÷7м);

$\Pi_{зд} = 1200 \text{ руб.}$ – цена за квадратный метр.

7.4.7 Расчет стоимости фундамента

$$K_{ф} = D \cdot k_{ф} = 2618,3 \cdot 0,99 \cdot 10^4 = 25941170 \text{ руб.},$$

где $k_{ф}$ – коэффициент, учитывающий влияние номинального расхода питательной воды на стоимость фундамента, определяется как $KПД \cdot 10^4$.

7.4.8 Расчет затрат на строительную часть у потребителя

$$K_{стр} = 897143,04 + 25941170 = 26818313 \text{ руб.}$$

7.4.9 Расчёт капитальных вложений

$$K = 158983176 + 158983176 \cdot \frac{20}{100} + 31\,796\,635,2 + 31\,796\,635,2 + 26818313 = 281191395 \text{ руб.}$$

Результаты расчётов капиталовложений по подогревателям представлены в таблице 4

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						79
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Таблица 4 – Сводная таблица капитальных вложений (инвестиций)

Состав инвестиций	ПВД-КС		ПВД-К	
	Значение, руб.	%	Значение, руб.	%
Себестоимость подогревателя	159719912	62,36	158983176	62,5
Затраты на монтаж	14374792,1	5,07	14308485,8	5,58
Затраты на теплоизоляцию	17569190,3	6,2	17488149,4	6,87
Стоимость строительства	27843151,1	9,82	26818313	11,3
Транспортно-заготов. расходы	3194398,4	1,13	31 79663,2	1,25
Наценка на ПВД	31943982,4	11,27	31 796635,2	12,5
Общие инвестиции	283395010	100	281191395	100

7.5 Расчёт годовых эксплуатационных расходов подогревателя ПВД-КС

7.5.1 Годовые эксплуатационные расход питательной воды

$$I_{\text{год}} = I_a + I_{\text{т.р}} + I_v + I_э + I_{\text{зп}} + I_{\text{пр}} + I_{\text{соц}},$$

где I_a —амортизационные расходы;

$I_{\text{т.р}}$ – затраты на текущий ремонт;

I_v – затраты на воду;

$I_э$ – затраты на электроэнергию (на собственные нужды);

$I_{\text{зп}}$ — заработная плата обслуживающего ПВД персонала;

$I_{\text{соц}}$ —отчисления на социальные цели;

$I_{\text{пр}}$ — прочие расходы.

7.5.2 Амортизационные отчисления

$$I_a = P_n \cdot K = 0,116 \cdot 283395010 = 32873821,2 \text{ руб.}$$

где $P_n = 0,116$ – норма амортизационных отчислений на капитальный ремонт и на реновацию;

K – капитальные вложения.

7.5.3 Затраты на текущий ремонт

$$I_{т.р} = 0,2 \cdot I_a = 0,2 \cdot 32873821,2 = 6574764,23 \text{ руб.}$$

7.5.4 Затраты на воду

$$I_b = 0,1 \cdot D_{пв} \cdot h_{год} \cdot \Pi_b = 0,1 \cdot 6451,2 \cdot 6500 \cdot 45 = 78577200 \text{ руб.}$$

где $D_{пв} = 6451,2$ т/ч – расход питательной воды;

$\Pi_b = 45$ руб/м³ – стоимость воды с учетом химводоочистки;

$h_{год} = 6500$ – количество рабочих часов в году.

7.5.5 Затраты на электроэнергию

$$\begin{aligned} I_{э} &= N_{уст} \cdot h_{год} \cdot k_b \cdot k_{п} \cdot \Pi_{э} + N_{уст} \cdot \Pi_{кв} = \\ &= 325 \cdot 6500 \cdot 0,9 \cdot 0,9 \cdot 1,82 + 325 \cdot 260 = 3198747,5 \text{ руб.} \end{aligned}$$

где $N_{уст} = 325$ МВт – установленная мощность токоприемников ПВД;

$\Pi_{э} = 1,82$ руб/кВт. ч – тариф на потребленную электроэнергию;

$k_b, k_{п} = 0,9$ – коэффициенты времени и потерь электроэнергии;

$\Pi_{кв} = 260$ руб/год – стоимость кВт на заявленную мощность.

7.5.6 Заработная плата обслуживающего персонала и руководящего состава

В таблице 5 приведена информация о количестве персонала и их заработной плате.

Таблица 5 – Заработная плата персонала

Наименование должностей	Норма обслуживающего в смену ПВД/чел	Месячный оклад, руб/чел/мес	Месячный оклад на ПВД
Старший машинист	3	17000	51000
Машинист 4 разряда	2	16300	32600
Машинист 3 разряда	1	16000	16000
Машинист насосных установок	3	15700	47100
Машинист обходчик	3	15500	46500
Слесарь по ремонту оборудования	2	14200	28400
Дежурный слесарь	6	13800	82800
Дежурный электрик	6	13800	82800
Электросварщик	6	14000	84000
Газо-электросварщик	6	14100	84600
Газорезчик	6	14100	84600
Крановщик	6	13500	81000
Токарь	6	13800	82800
Кладовщик	3	12500	37500
Уборщица	3	7000	21000
Итого		211300	862700
Нач. цеха	1	19000	19000
Зам. нач. цеха	1	18200	18200
Нач. смены	3	17800	53400
Ст. мастер	1	16000	16000
Мастер	3	12000	36000
Итого		83000	142600
Всего		294300	1005300

Расходы на содержание обслуживающего персонала складываются из: заработной платы эксплуатационного, ремонтного и управленческого персонала, отнесенная на один подогреватель. Прямая заработная плата определится из штатного расписания и должностных окладов.

Расходы на содержание обслуживающего персонала являются одинаковыми для рассматриваемых подогревателей.

7.5.6.1 Расчет основной заработной платы обслуживающего персонала

$$\begin{aligned} \text{ЗП}_{\text{осн}}^{\text{оп}} &= \text{ЗП}_{\text{пр}}^{\text{оп}} \cdot (\text{К}_{\text{доп}} + \text{К}_{\text{прем}} + \text{К}_{\text{рк}}) = 862700 \cdot (1,2 + 0,43 + 0,3) = \\ &= 1665011 \text{ руб}, \end{aligned}$$

где $\text{ЗП}_{\text{пр}}^{\text{оп}} = 862700$ руб;

$\text{К}_{\text{доп}} = 1,2$ – коэффициент, учитывающий доплаты до часового фонда времени;

$\text{К}_{\text{прем}} = 0,43$ – коэффициент, учитывающий премии;

$\text{К}_{\text{рк}} = 0,3$ – районный коэффициент.

7.5.6.2 Расчет дополнительной заработной платы обслуживающего персонала

$$\text{ЗП}_{\text{доп}}^{\text{оп}} = 0,08 \cdot \text{ЗП}_{\text{пр}}^{\text{оп}} = 0,8 \cdot 862700 = 69016 \text{ руб.}$$

7.5.6.3 Расчет общей заработной платы обслуживающего персонала

$$\text{ЗП}_{\text{общ}}^{\text{оп}} = \text{ЗП}_{\text{осн}}^{\text{оп}} + \text{ЗП}_{\text{доп}}^{\text{оп}} = 1665011 + 69016 = 1734027 \text{ руб.}$$

7.5.6.4 Расчет основной заработной платы руководящего персонала

$$\text{ЗП}_{\text{осн}}^{\text{рук}} = \text{ЗП}_{\text{пр}}^{\text{рук}} \cdot (\text{К}_{\text{прем}} + \text{К}_{\text{рк}}) = 142600 \cdot (0,43 + 0,3) = 104098 \text{ руб},$$

где $\text{ЗП}_{\text{пр}}^{\text{оп}} = 142600$ руб;

$\text{К}_{\text{прем}} = 0,43$ – коэффициент, учитывающий премии;

$\text{К}_{\text{рк}} = 0,3$ – районный коэффициент.

7.5.6.4 Расчет дополнительной заработной платы руководящего персонала

$$\text{ЗП}_{\text{доп}}^{\text{рук}} = 0,08 \cdot \text{ЗП}_{\text{пр}}^{\text{рук}} = 0,8 \cdot 142600 = 11408 \text{ руб.}$$

7.5.6.5 Расчет общей заработной платы руководящего персонала

$$\text{ЗП}_{\text{общ}}^{\text{рук}} = \text{ЗП}_{\text{осн}}^{\text{рук}} + \text{ЗП}_{\text{доп}}^{\text{рук}} = 104098 + 11408 = 115506 \text{ руб.}$$

7.5.6.6 Расчет общей заработной платы

$$\text{ЗП}_{\text{общ}} = \text{ЗП}_{\text{общ}}^{\text{оп}} + \text{ЗП}_{\text{общ}}^{\text{рук}} = 1734027 + 115506 = 1769109 \text{ руб.}$$

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						83
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

7.5.7 Отчисления на социальные цели

$$И_{\text{соц}} = 0,3 \cdot 3П_{\text{общ}} = 0,3 \cdot 1769109 = 693564,6 \text{ руб.}$$

7.5.8 Прочие расходы

$$\begin{aligned} И_{\text{пр}} &= (И_{\text{а}} + И_{\text{т.р}} + И_{\text{в}} + И_{\text{э}} + И_{\text{зп}} + И_{\text{соц}}) \cdot 0,12 = (32873821,2 + \\ &+ 6574764,23 + 78577200 + 3198747,5 + 1769109 + 693564,6) \cdot 0,12 = \\ &= 14\,842\,464,8 \text{ руб.} \end{aligned}$$

7.5.9 Расчёт годовых эксплуатационных расходов

$$\begin{aligned} И_{\text{год}} &= 32873821,2 + 6574764,23 + 78577200 + 3198747,5 + 1769109 \\ &+ 693564,6 + 14\,842\,464,8 = 138529671 \text{ руб.} \end{aligned}$$

7.6 Расчёт годовых эксплуатационных расходов подогревателя ПВД-К

7.6.1 Годовые эксплуатационные расходы на производство пара

$$И_{\text{год}} = И_{\text{а}} + И_{\text{т.р}} + И_{\text{в}} + И_{\text{э}} + И_{\text{зп}} + И_{\text{пр}} + И_{\text{соц}}.$$

7.6.2 Амортизационные отчисления

$$И_{\text{а}} = P_{\text{н}} \cdot K = 0,116 \cdot 281191395 = 32618201,8 \text{ руб.}$$

7.6.3 Затраты на текущий ремонт

$$И_{\text{т.р}} = 0,2 \cdot И_{\text{а}} = 0,2 \cdot 32618201,8 = 6523640,36 \text{ руб.}$$

7.6.4 Затраты на воду

$$И_{\text{в}} = 0,1 \cdot D_{\text{пв}} \cdot h_{\text{год}} \cdot Ц_{\text{в}} = 0,1 \cdot 6451,2 \cdot 6500 \cdot 45 = 76585275 \text{ руб.}$$

где $D_{\text{пв}} = 6451,2 \text{ т/ч}$ – расход питательной воды;

$Ц_{\text{в}} = 45 \text{ руб/м}^3$ – стоимость воды с учетом химводоочисти;

$h_{\text{год}} = 6500$ – количество рабочих часов в году.

7.6.5 Затраты на электроэнергию

$$\begin{aligned} И_{\text{э}} &= N_{\text{уст}} \cdot h_{\text{год}} \cdot k_{\text{в}} \cdot k_{\text{п}} \cdot Ц_{\text{э}} + N_{\text{уст}} \cdot Ц_{\text{кв}} = \\ &= 300 \cdot 6500 \cdot 0,9 \cdot 0,9 \cdot 1,82 + 300 \cdot 260 = 2952690 \text{ руб.} \end{aligned}$$

где $N_{\text{уст}} = 300 \text{ МВт}$ – установочная мощность токоприемников ПВД;

$Ц_{\text{э}} = 1,82 \text{ руб/кВт. ч}$ – тариф на потребленную электроэнергию;

$k_{\text{в}}, k_{\text{п}} = 0,9$ – коэффициенты времени и потерь электроэнергии;

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		84

$\Pi_{\text{кв}} = 260 \text{ руб/год}$ – стоимость кВт на заявленную мощность.

7.6.6 Прочие расходы

$$\begin{aligned} I_{\text{пр}} &= (I_{\text{а}} + I_{\text{т.р}} + I_{\text{в}} + I_{\text{э}} + I_{\text{зп}} + I_{\text{соц}}) \cdot 0,12 = (32618201,8 + \\ &+ 6523640,36 + 76585275 + 2952690 + 1769109 + 693564,6) \cdot 0,12 = \\ &= 14537097,7 \text{ руб.} \end{aligned}$$

7.6.7 Расчёт годовых эксплуатационных расходов

$$\begin{aligned} I_{\text{год}} &= 32618201,8 + 6523640,36 + 76585275 + 2952690 + \\ &+ 1769109 + 693564,6 + 14537097,7 = 135679578 \text{ руб.} \end{aligned}$$

Результаты расчётов эксплуатационных расходов по подогревателям представлены в таблице 6.

Таблица 6 – Эксплуатационные расходы

Наименование затрат	ПВД-КС		ПВД-К	
	Значение, руб.	%	Значение, руб.	%
Амортизационные отчисления	32873821,2	27,19	32618201,8	27,14
Затраты на текущий ремонт	6574764,23	5,44	6523640,36	5,59
Затраты на воду	78577200	48,42	76585275	48,34
Затраты на электроэнергию	3198747,5	4,8	2952690	4,57
Заработная плата	1769109	2,65	1769109	2,74
Отчисления на соц. цели	693564,6	0,79	693564,6	0,82
Прочие расходы	14 842464,8	10,71	14537097,7	10,8
Итого	138529671	100	135679578	100

7.7 Экономическая оценка инвестиций на основе сравнения капиталовложений

Для начала используем метод приведенных затрат, что бы провести анализ инвестиций, тем самым можно сделать оценку будущих денежных

поступлений, согласно [Методические указания по выполнению организационно – экономического раздела ВКР для студентов ЭНИН].

$$З = И + К \cdot r,$$

где И – годовые эксплуатационные издержки;

К – капиталовложения (инвестиции) в проект;

$r = 0,15$ – ставки дисконтирования;

Для ПВД-К типа приведенные затраты в год:

$$З = 135679578 + 281191395 \cdot 0,15 = 177858287 \text{ руб/год},$$

Для ПВД-КС типа приведенные затраты в год:

$$З = 138529671 + 283395010 \cdot 0,15 = 181038922 \text{ руб/год},$$

Теперь можно сказать, что затраты на подогреватель типа ПВД-КС меньше, чем затраты на подогреватель типа ПВД-К

$$З_{\text{ПВД-КС}} < З_{\text{ПВД-К}}$$

При рассмотрении вариантов подогревателей, отличающихся конструкторски между собой, с целью определения экономического эффекта используется приведение конечных результатов к равнозначным величинам путем использования коэффициента расхода питательной воды.

7.7.1 Коэффициент учета изменения расхода питательной воды

$$a_{\text{п}} = \frac{B_2}{B_1} = \frac{6451,2}{6451,2} = 1,$$

где B_2 – расхода питательной воды ПВД-КС;

B_1 – расхода питательной воды ПВД-К.

7.7.2 Величина экономического эффекта от производства

Величина экономического эффекта от производства и использования у потребителя нового или усовершенствованного вида подогревателя на годовой объем производства этого оборудования определяется за срок его службы по следующей формуле:

$$\Xi = \left(Ц_1 \cdot a_{\text{п}} \cdot \frac{P_1 + r}{P_2 + r} + \frac{(И_1 \cdot a_{\text{п}} - И_2) - r \cdot (K_2 - K_1 \cdot a_{\text{п}})}{P'_2 + r} - \right.$$

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						86
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

$$- (Ц_2 + r \cdot \Delta K_{\text{пр}}^{\text{уд}}) \cdot A_2,$$

где $A_2 = 1$ – годовой объем производства нового оборудования, шт.;

$\frac{P_1+r}{P_2+r} = 1$ – коэффициент учета изменения срока службы оборудования с ПВД-К по с оборудованием ПВД-КС;

P_1 и P_2 – доли отчислений от базовой стоимости оборудования на полное восстановление (реновацию) базового и нового оборудования, рассчитываются как величины, обратные срокам службы соответствующего оборудования;

$r = 0,15$ – ставки дисконтирования;

$P'_2 = 0,1$ – коэффициент реновации нового оборудования с учетом морального износа;

I_1, I_2 – годовые издержки эксплуатации у потребителя при использовании им единицы базового и нового оборудования в расчете на объем продукции, производимой с помощью нового оборудования, руб.;

$\Delta K_{\text{пр}}^{\text{уд}} = C_{\text{пол}} = 159719912$ руб. – удельные (на единицу) капитальные пред производственные затраты, необходимые для создания нового оборудования;

K'_1 и K'_2 – сопутствующие капитальные затраты у потребителя, необходимые при использовании единицы базового и нового оборудования соответственно в расчете на мощность (производительность) нового оборудования;

$Ц_i = 1,2 \cdot K$ – оптовая цена единицы оборудования, тогда:

$$Ц_1 = 1,2 \cdot 281191395 = 337429674 \text{ руб.},$$

$$Ц_2 = 1,2 \cdot 283395010 = 340074012 \text{ руб.},$$

тогда,

$$\begin{aligned} \Xi = & \left(337429674 \cdot 1,026 \cdot 1 + \frac{(135679578 \cdot 1,026 - 138529671)}{0,1 + 0,15} - \right. \\ & \left. - \frac{0,15 \cdot (283395010 - 281191395 \cdot 1,026)}{0,1 + 0,15} \right) \end{aligned}$$

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		87

$$-(340074012 + 0,15 \cdot 337429674)) \cdot 1 = -38710896,1 \text{ руб.}$$

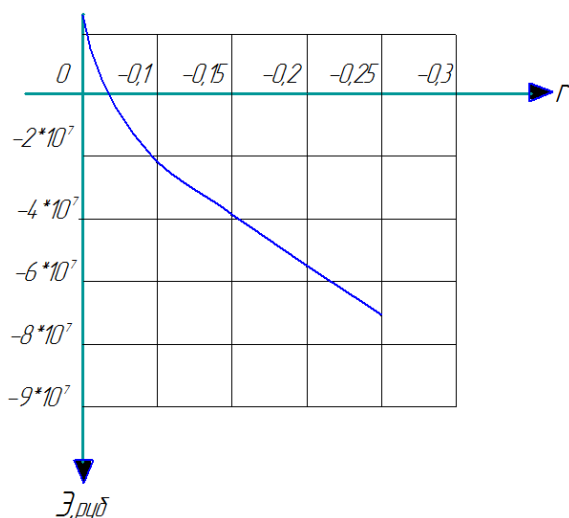


Рисунок 20 – График зависимости ставки дисконтирования от экономического эффекта.

Ставка дисконтирования, является обратно пропорциональна величине экономического эффекта.

Исходя из данных, приведённых в таблице 1, и проведенного расчёта, можно сделать вывод о том, что ПВД-К обладает большей конкурентоспособностью, так как он сравнительно дешевле с точки зрения затрат на эксплуатацию и ремонты чем ПВД-КС, но мы знаем что ПВД-К типа имеет сравнительно больший вес (почти в два раза), а это приносит неудобства в установке и транспортировке. Можно сделать заключение, что экономический расчет, не дает нам всей картины в целом для их сравнения.

8 СОЦИАЛЬНАЯ ОТВЕТСТВЕННОСТЬ

8.1 Производственная безопасность.

Т.к. преддипломная практика проходила в турбинном цехе на Ростовской АЭС и темой дипломного проекта является «Оценка эффективности систем регенерации высокого давления ПТУ с подогревателями разного типа» расположенных там же, то в данном разделе будет рассмотрена производственная безопасность именно этого цеха.

В турбинном цехе (ТЦ) присутствуют факторы представленные в таблице 7

Таблица 7 – Опасные и вредные производственные факторы ТЦ

Группы	Виды вредных и опасных факторов
Физические Вредные	Отклонение показателей микроклимата в помещении
	Превышение уровней шума
	Превышение уровней вибрации
	Превышение уровней электромагнитных и ионизирующих излучений
	Недостаточная освещенность рабочей зоны
Химические Вредные	Повышенная запыленность и загазованность рабочей зоны
Психо- физиологи- ческие Вредные	Степень нервно-эмоционального напряжения
	Тяжесть и напряженность физического труда
	Монотонный режим работы
	Эмоциональные стрессы

Основными причинами травматизма и несчастных случаев на АЭС являются: организационные, проектно-конструкторские, технологические и психофизиологические; а основными травмирующими факторами являются: воздействие электрического тока, тепловые ожоги, ушибы, падения людей и предметов на них, тепловые ожоги, дорожно-транспортные происшествия.

Современная цивилизация столкнулась с огромной проблемой, заключающейся в том, что основа бытия общества – промышленность, сконцентрировав в себе колоссальные запасы энергии и новых материалов, стала угрожать жизни и здоровью людей, окружающей среде. Человек, работая на промышленном предприятии, постоянно подвергается воздействию различных опасностей. Средства массовой информации

практически ежедневно сообщают об очередных инцидентах, авариях, катастрофах и др. происшествиях на производстве, повлекших за собой заболевания, гибель людей и материальный ущерб. Причинами подобных явлений могут быть несовершенство технологических процессов и оборудования, износ технологического оборудования и его отдельных деталей, использование в качестве сырья и материалов горючих, агрессивных и токсических веществ, некомпетентность и ошибочные действия производственного персонала и многие другие. В реальных производственных условиях часто возникают ситуации, когда здоровье, а иногда и жизнь человека, зависят только от его своевременных и грамотных действий. Мои проектные решения относятся к опасному и вредному производству, поэтому я и рассматриваю подробно этот вопрос.

Оперативный, оперативно-ремонтный и ремонтный персонал АЭС проходит следующие обязательные формы производственно-технического обучения: инструктажи, противоаварийные и противопожарные тренировки, учебу по специальности и по вопросам производственной санитарии и техники безопасности в учебно-тренировочном центре.

8.1.2 Анализ вредных производственных факторов

Электрическая часть АЭС имеет в своем составе большое количество мощного оборудования, которое является мощным источником электромагнитного излучения. В первую очередь это генератор, блочный трансформатор, токопроводы, открытое распределительное устройство и воздушные линии электропередач. Для уменьшения влияния электромагнитных излучений высоковольтное оборудование окружается экранирующими металлическими решетками.

Гигиенические требования к микроклимату производственных помещений (СанПиН 2.2.4.548-96)

Природные (естественные) источники ЭМП делят на следующие группы:

- электрическое и магнитное поле Земли;

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						90
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

- радио излучение Солнца и галактик (реликтовое излучение, равномерно распространенное во Вселенной);
- атмосферное электричество;
- биологический электромагнитный фон.

Величина геомагнитного поля Земли меняется по земной поверхности от 35 мкТл на экваторе до 65 мкТл вблизи полюсов.

Электрическое поле Земли направлено нормально к земной поверхности, заряженной отрицательно относительно верхних слоев атмосферы. Напряжённость электрического поля у поверхности Земли составляет 120...130 В/м и убывает с высотой примерно экспоненциально. Годовые изменения ЭП сходны по характеру на всей Земле: максимальная напряжённость 150...250 В/м в январе-феврале и минимальная 100...120 В/м в июне-июле.

Атмосферное электричество – это электрические явления в земной атмосфере. В воздухе (ссылка) всегда имеются положительные и отрицательные электрические заряды – ионы, возникающие под действием радиоактивных веществ, космических лучей и ультрафиолетового излучения Солнца. Земной шар заряжен отрицательно; между ним и атмосферой имеется большая разность потенциалов. Напряжённость электростатического поля резко возрастает во время гроз. Частотный диапазон атмосферных разрядов лежит между 100 Гц и 30 МГц.

Биологический электромагнитный фон. Биологические объекты, как и другие физические тела, при температуре выше абсолютного нуля излучают ЭМП в диапазоне 10 кГц – 100 ГГц. Это объясняется хаотическим движением зарядов – ионов, в теле человека. Плотность мощности такого излучения у человека составляет 10 мВт/см², что для взрослого даёт суммарную мощность в 100 Вт. Человеческое тело также излучает ЭМП с частотой 300 ГГц с плотностью мощности около 0,003 Вт/м².

Продолжение главы социальная ответственность в приложении А.

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						91
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

9 АВТОМАТИЗАЦИЯ ТЕХНОЛОГИЧЕСКИХ ПРОЦЕССОВ

9.1 Обоснование создания система теплотехнического контроля

В регенеративных подогревателях происходит нагрев конденсата и питательной воды паром, поступающим из нерегулируемых отборов турбины. В подогреватели, расположенные дальше по ходу питательной воды, пар поступает от отборов турбины с более высоким давлением, что и обеспечивает постепенный подогрев воды по мере ее продвижения от конденсатора к парогенератору. Дренаж (конденсат) греющего пара либо отводится самотеком в паровое пространство предыдущего по ходу воды подогревателя, либо подается насосом в питательную линию

Уровень конденсата пара в подогревателях есть единственная регулируемая величина. Если уровень повышается, то поверхность теплообмена затапливается, а это, в свою очередь, приводит к ухудшению конденсации пара. Также, нежелательно, чтобы в подогревателях находился большой запас конденсата, так как в случае аварийной разгрузки турбогенератора давление в отборах резко снижается, следовательно, конденсат вскипает и может попасть через паропроводы в турбину. Чтобы этого избежать, специально устанавливают обратные клапаны. Низкий уровень конденсата также нежелателен, так как из-за этого пар может попасть либо в нижестоящий подогреватель, либо в дренажный насос. В первом случае снижается КПД цикла, а во втором – может вызвать кавитацию насоса. Как и в случае конденсатора, подогреватели с дренажными насосами на сливе и со сливом воды самотеком описываются уравнением интегрального звена. Следовательно, при регулировании уровня воды в подогревателях пользуются П-законом (ПИ-регулятор с обратной связью по положению клапана).

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						92
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

9.2 Разработка структуры системы теплотехнического контроля

При разработке структуры системы теплотехнического контроля (СТТК) определяются основные элементы и связи между этими элементами.

Наименование функции “Показание” означает измерение технологического параметра с помощью индивидуального измерительного прибора. Наименование функции “Сигнализация” означает автоматическую подачу светового сигнала на панель приборов или монитор оператора. Наименование функции “Регистрации” означает автоматическую запись мгновенных значений технологического параметра, его усреднение за заданный интервал времени величины или величины отклонения параметра от заданного значения. Запись выполняется на “жесткий” диск ЭВМ и на диаграммной ленте. Наименование функции “Управление” означает, непосредственное управление оператором с пульта регулируемым устройством (регулирующий клапан), а так же, может выполняться в ручную механиком.

9.3 Уровень конденсата

Для измерения уровня конденсата пара в контрольных точках установлены контакты преобразователей разности давлений, которые преобразуют информацию о разности давлений в унифицированный токовый сигнал. Данный сигнал может быть использован непосредственно в аналого-цифровом преобразователе.

Аналоговый токовый сигнал в АЦП преобразуется в цифровой сигнал, который поступает в ИВК. После обработки цифрового сигнала информация о значениях контролируемых параметров (давление, температура, уровень) записывается на жесткий диск ИВК и параллельно выводиться на монитор оператора. Находясь на рабочем месте, оператор на мониторе видит значение температуры, уровня в точках измерения и в любой момент времени может запрашивать информацию о ранее измеренных значениях.

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						93
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

9.4 Проектирование функциональной схемы СТТК

В процессе разработки функциональной схемы СТТК подогревателя высокого давления решены следующие задачи:

- изучена технологическая схема подогревателя и трубопроводов;
 - в качестве контролируемых параметров выбран:
 - уровень конденсата в подогревателе;
 - на технологической схеме подогревателя определено местоположение точек отбора измерительной информации;
 - определены предельные рабочие значения параметров контроля;
- разработана структура измерительных каналов.

Система контроля проектировалась на основе технических средств, выпускаемых отечественными предприятиями серийно.

Технологическое оборудование изображаем на функциональной схеме в соответствии с ГОСТ 21.403-80. Показываем взаимное расположение технологического оборудования и технических средств автоматизации.

Внутри контуров изображений технологического оборудования или рядом с ними ставим поясняющие надписи.

Датчики, преобразователи и вспомогательную аппаратуру изображаем на схемах автоматизации в соответствии с ГОСТ 21.408-93.

Отборные устройства для постоянно подключенных приборов изображаем сплошными линиями толщиной 0,2-0,3 мм, соединяющими изображения технологического оборудования или трубопроводов в местах присоединения отборных устройств с условными обозначениями первичных измерительных преобразователей.

Функциональная схема СТТК подогревателя приведена на листе ФЮРА.421000.013 С2 и на рисунок 20.

Импульс, характеризующий температуру питательной воды на выходе ПВД-1, формируется датчиком 2а. На выходе каждого датчика генерируется унифицированный токовый сигнал, который поступает на один из входов коммутатора.

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						94
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Импульс, характеризующий температуру питательной воды на входе ПВД-1, формируется датчиком 1а. На выходе каждого датчика генерируется унифицированный токовый сигнал, который поступает на один из входов коммутатора.

Импульс, характеризующий уровень конденсата в ПВД-1, поступает на преобразователи разности давлений 3а, 4а, на выходе которых унифицированные токовые сигналы.

Все сигналы, поступающие в коммутатор, поочередно через АЦП поступают в ИВК. С ИВК необходимая информация о значениях контролируемых параметрах выводится на экран оператора.

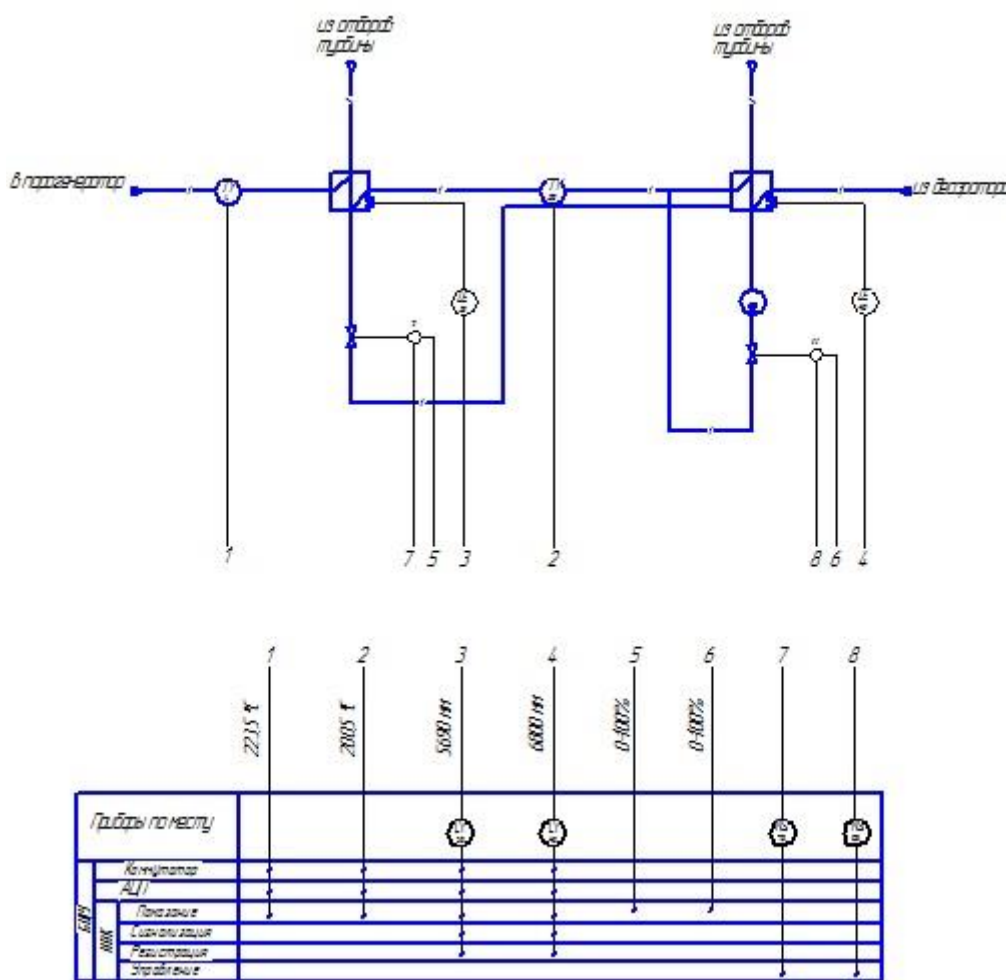


Рисунок 21 – Функциональная схема СТТК подогревателя

9.5 Выбор технических средств СТТК

Для реализации функциональной схемы СТТК подогревателя питательной воды, выбираем средства автоматизации. Выбор производится по каталогам заводов-изготовителей, исходя из требуемых параметров.

Уровень конденсата в подогревателе можно измерять преобразователями типа Метран-43-ДГ, Сапфир-22МТ-ДГ. Из предложенных вариантов выбираем преобразователь Метран-43Ф-Ех-ДГ- (3545-1) -МП-0,4-0,25%-25 кПа-4МПа-4...20мА, т.к. данный измерительный преобразователь имеет унифицированный выходной сигнал, высокую степень надежности и точности, при относительной простоте установки и невысокой стоимости.

Температуру питательной воды на входе и выходе подогревателя можно измерить преобразователями. Например, Метран-200, ТХА-0193-500 или ТСМУ 205. Из предложенных вариантов выбираем ТСМУ 205, так как данный преобразователь имеет подходящий диапазон, унифицированный выходной сигнал и относительно невысокую стоимость.

Пускатель предназначен для бесконтактного управления электрическими исполнительными механизмами. Пускатель удовлетворяющий требованиям ПБР-3АА-10-С. Предназначен только для АЭС, а также прост в установке и имеет невысокой стоимость.

Сосуды уравнивающий конденсационный, предназначены для поддержания постоянных и равных уровней конденсата в системе, передающей перепад давления от диафрагм к дифференциальным манометрам-расходамерам, при измерении расхода водяного пара. Сосуды выпускают на условное давление 4 МПа (СКМ-40) и 10 МПа (СКМ-100). По данным подходит СКМ-100.

Механизм электроисполнительный однооборотный предназначен для перемещения регулирующих органов в системах автоматического регулирования технологическими процессами в соответствии с командными сигналами, поступающими от регулирующих и управляющих устройств. В данном случае подходит МЭО-6,3/10-0,25М-0,1А, так как он устойчив к

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						96
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

вибрациям и имеет необходимые выходные параметры и невысокую стоимость.

Унифицированные токовые сигналы с измерительных преобразователей поступают на быстродействующий коммутатор. Коммутатор поочередно производит сбор информации с преобразователей и передает сигнал в аналого-цифровой преобразователь (АЦП). С помощью коммутатора АЦП за короткий промежуток времени успевает преобразовать сигналы со всех каналов. АЦП имеет один входной сигнал, поступающий на вход ИВК.

Все приборы представлены в виде заказной спецификации в таблице 8.

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						97
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Таблица 8 – Заказная спецификация приборов и средств автоматизации

Позиция	Наименование, техническая характеристика приборов и средств автоматизации, завод - изготовитель	Тип и марка прибора	Кол -во
1а, 2а	Термопреобразователь сопротивления, НСХ 100М, длина монтажной части 250 мм, предел допускаемой основной приведенной погрешности $\pm 0,25\%$, диапазон преобразуемых температур 0...400оС, выходной сигнал 4...20 мА. Компания «Элемер», г. Зеленоград.	ТСМУ-205-150-0,25-(0...400) С ⁰	2
3а,4а	Сосуд уравнильный конденсационный с мембранной камерой. Условное давление 10 МПа. ОАО «РЕЗУР» г. Москва	СКМ-100	2
3б,4б	Преобразователь гидростатического давлений(уровня), микропроцессорный, предел допускаемой основной приведенной погрешности $\pm 0,1\%$, верхний предел измерений 250 кПа, предельно допускаемое рабочее избыточное давление 0,4 МПа, выходной сигнал 4...20 мА. ПГ «СпецТехноРесурс», г. Москва	Метран-43Ф-Ех-ДГ-(3545-01)-МП-0,25%-25кПа-0,4МПа-4...20мА	2
7а,8а	Пускатель бесконтактный реверсивный с максимальным коммутируемым током 10 А, с одним каналом RS-485. ОАО «АБС ЗЭиМ Автоматизация», г. Чебоксары.	ПБР-3АА-10-С	2
7б, 8б	Механизм электроисполнительный однооборотный с номинальным значением момента на выходном валу 6,3 Н*м, ном.знач. времени полного хода 10с, номинальное значение полного хода 0,25 об.,в составе с блоком конечных выключателей. ОАО «АБС ЗЭиМ Автоматизация», г. Чебоксары.	МЭО-6,3/10-0,25М-0,1А	2

					ФЮРА.421000.013 С01		
					Спецификация приборов и средств автоматизации	Лист	Листов
		№докум.				1	1
Разраб.	Недобитков					ТПУ ЭНИН	
Провер.	Иванова И.В					Группа 5002	

					ФЮРА.311352.001 ПЗ			Лист
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата				98

ЗАКЛЮЧЕНИЕ

В данной выпускной квалификационной работе были рассчитаны подогреватели высокого давления разного типа по эффективности, с целью выявления подогревателя с наилучшими показателями. Это можно увидеть в сводной таблице 9.

Таблица 9 – Итоговое сравнение подогревателей разного типа

Тип подогревателя	ПВД-КС	ПВД-К	ПВД-Ш
Масса, кг	70690,8	119256	50366,6
Гидравлические потери, кПа	66,92	32,45	36,9
Стоимость, руб	24706698	26675386	20193464.4

Проанализировав итоговые данные, по подогревателям, можно сделать следующий вывод:

самый дешевый подогреватель ПВД-Ш;

наименьшие гидравлические потери у ПВД-К;

наименьшую массу имеет ПВД-Ш.

В экономической части ВКР приводились сравнения ПВД-К и ПВД.КС. В эксплуатационных затратах ПВД-К сравнительно дешевле, так как требует меньших затрат на ремонт и эксплуатацию.

В части автоматизации был рассмотрен контроль уровня дренажа в подогревателе высокого давления. Был выбран прибор Метран-43Ф-Ех-ДГ-(3545-01)-МП-0,25%-25кПа-0,4МПа-4...20мА.

СПИСОК ИСПОЛЬЗОВАННЫХ ИСТОЧНИКОВ

1. Антонова А.М., Воробьев А.В. Атомные электростанции: Учебное пособие. Томск: Изд. ТПУ, 2009 – 274 с.
2. Расчет теплообменных аппаратов паротурбинных установок: Учебное пособие/ Ю.М. Бродов, М.А. Ниренштейн. Екатеринбург: УГТУ, 2001. 373с.
3. Насосы АЭС: Справочное пособие/ П.Н. Пак, А.Я. Белоусов, АюИ. Тимшин и др.; Под общ.ред. П.Н. Пака. – М.: Энергоатомиздат, 1989. – 328 с.: ил.
4. Рассохин Н.Г. Парогенераторные установки атомных электростанций. Учебник для вузов. Изд. 2-е. – М.: Атомиздат, 1980-360 с.
5. Тепловые электрические станции (расчет и проектирование рекуперативных теплообменных аппаратов ТЭС): Учебное пособие / Е.А. Бойко. Красноярск: ИПЦ КГТУ, 2006. – 92 с.
6. Атомные электростанции: учебное пособие / В.М.Зорин. - М.: Издательский дом МЭИ, 2012. – 672 с.: ил.
7. Теплообменные аппараты ТЭС. Учеб. пособие для ВУЗов. / Ю.Г. Назмеев, В.М. Лавыгин. – М.: Энергоатомиздат, 1988. – 288 с.: 117 ил.
8. Сайт инжиниринговой компании «ЗИОМАР» <http://aozio.ru>.

Приложение А

А.1 Ионизирующие излучения.

Основными нормативными документами, определяющими условия работы при воздействии ионизирующих излучений, являются «Основные санитарные правила работы с радиоактивными веществами и другими источниками ионизирующих излучений» и «Нормы радиационной безопасности». В них определяются допустимые нормы воздействия ионизирующих излучений на организм человека. На их основании разрабатываются ведомственные и отраслевые правила, например такие как «Санитарные правила проектирования и эксплуатации АЭС» (СП-АЭС - 79) и «Общие положения обеспечения безопасности при эксплуатации АЭС» (ОПБ - 82).

В действующих в настоящее время нормативных документах «Санитарные правила и нормативы СанПиН 2.6.1.2523-09» установлены следующие основные принципы обеспечения радиационной безопасности:

- непревышение допустимых пределов индивидуальных доз облучения граждан от всех источников излучения (принцип нормирования);
- запрещение всех видов деятельности по использованию источников излучения, при которых полученная для человека и общества польза не превышает риск возможного вреда, причиненного дополнительным облучением (принцип обоснования);
- поддержание на возможно низком и достижимом уровне с учетом экономических и социальных факторов индивидуальных доз облучения и числа облучаемых лиц при использовании любого источника излучения (принцип оптимизации).

В условиях нормальной эксплуатации источников ионизирующего излучения пределы доз облучения в течение года устанавливаются исходя из следующих значений индивидуального пожизненного риска:

- для персонала - $1,0 \times 10^{-3}$;
- для населения - $5,0 \times 10^{-5}$.

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						101
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Для категорий облучаемых лиц устанавливаются два класса нормативов:

- основные пределы доз (ПД), приведенные в таблице 8;
- допустимые уровни монофакторного воздействия (для одного радионуклида, пути поступления или одного вида внешнего облучения), являющиеся производными от основных пределов доз: пределы годового поступления (ПГП), допустимые среднегодовые объемные активности (ДОА), среднегодовые удельные активности (ДУА) и другие.

Таблица 1 – Основные пределы доз

Нормируемые величины <1>	Пределы доз	
	персонал (группа А) <2>	Население
Эффективная доза	20 мЗв в год в среднем за любые последовательные 5 лет, но не более 50 мЗв в год	1 мЗв в год в среднем за любые последовательные 5 лет, но не более 5 мЗв в год
Эквивалентная доза за год в хрусталике глаза <3>	150 мЗв	15 мЗв
коже <4>	500 мЗв	50 мЗв
кистях и стопах	500 мЗв	50 мЗв

Примечания:

<1> Допускается одновременное облучение до указанных пределов по всем нормируемым величинам.

<2> Основные пределы доз, как и все остальные допустимые уровни воздействия персонала группы Б, равны 1/4 значений для персонала группы А. Далее в тексте все нормативные значения для категории персонала приводятся только для группы А.

<3> Относится к дозе на глубине 300 мг/см².

<4> Относится к среднему по площади в 1 см² значению в базальном слое кожи толщиной 5 мг/см² под покровным слоем толщиной 5 мг/см². На ладонях толщина покровного слоя - 40 мг/см². Указанным пределом допускается облучение всей кожи человека при условии, что в пределах усредненного облучения любого 1 см² площади кожи этот предел не будет превышен. Предел дозы при облучении кожи лица обеспечивает непревышение предела дозы на хрусталик от бета-частиц.

Фактически индивидуальные дозы облучения персонала АЭС существенно ниже предельно допустимой дозы, а фактическая облучение

населения проживающего около АЭС оказывается в десятки раз меньше, чем допустимые уровни устанавливаемые нормами радиационной безопасности. К примеру, при нормальной эксплуатации риск смерти от получения предельно допустимой дозы не превышает риска смертности от профессиональных причин на производствах с низкой степенью опасных работ, а риск смерти от получения предельной дозы соответствует риску смерти от таких природных явлений как наводнение или землетрясение.

АЭС относятся к производствам с повышенной опасностью в связи с тем, что процесс получения тепловой и электрической энергии на них сопровождается мощными потоками ионизирующих излучений, а также образованием значительного количества радиоактивных веществ.

В целом на здоровье и работоспособность человека оказывают влияние условия труда: санитарно-гигиеническая обстановка на производстве, уровень технической оснащенности, характер технологического процесса, приемы и методы труда, организация трудового процесса и рабочих мест, режим труда и отдыха и взаимоотношения людей в коллективе.

При этом производственные травмы вызываются, как правило, несоблюдением требований техники безопасности на производстве, а несчастные случаи связаны с воздействием на него опасных производственных факторов.

А.1.1 Производственные метеоусловия.

Согласно НТД при нормировании параметров микроклимата выделяют холодный период года, характеризуемый среднесуточной температурой наружного воздуха, равной $+10^{\circ}\text{C}$ и ниже и теплый период года, характеризуемый среднесуточной температурой наружного воздуха выше $+10^{\circ}\text{C}$. Разграничение работ по категориям осуществляется на основе интенсивности общих энергозатрат организма в ккал/ч (Вт).

Турбинный цех относится к категории Па - работы с интенсивностью энергозатрат 151 - 200 ккал/ч, связанные с постоянной ходьбой, перемещением

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						103
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

мелких (до 1 кг) изделий или предметов в положении стоя или сидя и требующие определенного физического напряжения.

Допустимые параметры микроклимата производственных помещений представлены в таблице 2

Таблица 2 – Допустимые параметры микроклимата не рабочих местах производственных помещений

Период года	Категория работ	Температура воздуха, °С	Температура поверхностей, t°С	Относительная влажность воздуха, ф%	Скорость движения воздуха, м/с	
					Если t° < t° _{опт}	Если t° > t° _{опт} "***"
Хол.	IIa	17,0-23,0	16,0 - 24,0	15 – 75	0,2	0,4
Тепл.	IIa	18,0-27,0	14,0 - 27,0	15 - 75 "**"	0,2	0,5

"**" При температурах воздуха 25°С и выше максимальные величины относительной влажности воздуха не должны выходить за пределы:

70% - при температуре воздуха 25° С; 65% - при температуре воздуха 26° С;
60% - при температуре воздуха 27° С; 55% - при температуре воздуха 28° С.

"***" При температурах воздуха 26 - 28°С скорость движения воздуха в теплый период года должна соответствовать диапазону:

0,2 - 0,5 м/с - при категории работ IIб и III.

На АЭС предусмотрены приточно-вытяжные общеобменные и местные вытяжные системы вентиляции. При этом соблюдается принцип раздельного вентилирования помещений зоны строгого режима и зоны свободного режима. Основным принципом организации вентиляции производственных помещений ЗСР является обеспечение направленности движения воздушных потоков только в сторону более грязных помещений. Отопление помещений ЗСР предусматривается воздушное, совмещенное с приточной вентиляцией.

А.1.2 Освещение производственных помещений.

Рациональное освещение производственных помещений и рабочих мест на АЭС имеет большое значение для выполнения персоналом своих функциональных обязанностей в условиях, когда в большинстве помещений отсутствует естественное освещение. На АЭС предусматривается естественное, совмещенное и искусственное освещение. Для освещения

помещений применяются, как правило, газоразрядные лампы низкого и высокого давления - люминесцентные, металлогенные, натриевые, ксеноновые и дуговые ртутные лампы.

Характеристика зрительной работы в турбинном цехе относится к работе высокой точности. Взаимосвязь нормируемых параметров естественного и искусственного освещения с характеристиками зрительных работ ТЦ представлены в таблице 3.

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						105
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

Таблица 3 – Взаимосвязь нормируемых параметров естественного и искусственного освещения с характеристиками зрительных ТЦ

Характеристика зрительной работы	Наименьший или эквивалентный размер объекта различения, мм	Разряд зрительной работы	Подразряд зрительной работы	Относительная продолжительность зрительной работы, %	Освещенность на рабочей поверхности от системы общего искусственного освещения, лк	Средний КЕО при верхнем или верхнем и боковом освещении, %	Минимальный КЕО при боковом освещении, %
1	2			5	6	7	8
Различение объектов при фиксированной линии зрения							
Высокой точности	0,3-0,5			≥70	300	3,0	1,2
				<70	200	2,5	1,0
Обзор окружающего пространства							
Средняя насыщенность помещений светом	-			-	200	2,5	0,7
Общая ориентировка в пространстве интерьера							
Малое скопление людей	-				50	-	-
Общая ориентировка в зонах передвижения							
Малое скопление людей	-				20	-	-

А.2.3 Шум в производственных помещениях.

Источником возникновения шума и вибрации являются вращающиеся машины, технологические установки и аппараты, в которых происходит перемещение с большой скоростью жидкостей и газов, электротехническое оборудование с переменными электромагнитными полями. В ТЦ это турбогенератор, теплообменные аппараты, деаэратор и т.д. С

физиологической точки зрения шум и вибрация ухудшают условия труда, оказывают вредное воздействие на организм человека.

Для предупреждения вредного воздействия шума применяется целый комплекс защитных мероприятий. Основное мероприятие для защиты от шума - снижение его в источнике, высокое качество изготовления и правильная эксплуатация. Для защиты от шума применяются строительно-акустические меры: звукоизоляция ограждающих конструкций; звукопоглощающие конструкции и экраны; глушители шума; правильная планировка и застройка. В качестве средств индивидуальной защиты от шума применяются вкладыши, наушники, шлемы и костюмы. На АЭС отмечается высокий уровень шума и вибрации в турбинном цехе. Источниками интенсивного шума на АЭС, уровень которого может достигать 95—117 дБ, являются электродвигатели приводных станций, различных насосов и подогревателей, турбины, генераторы, дутьевые вентиляторы.

А.2 Экологическая безопасность

Важнейшим условием, обеспечивающим охрану окружающей среды вокруг, АЭС является соблюдение норм радиационной безопасности.

Вокруг АЭС предусмотрено создание трехкилометровой санитарно-защитной зоны, где исключено проживание людей. Службой радиационной безопасности осуществляется контроль в этой зоне и зоне наблюдения (25-30 км от АЭС) следующих параметров:

- радиоактивность атмосферных осадков;
- загрязненность воздуха радиоактивными аэрозолями;
- доза и мощность дозы гамма-излучения на местности;
- радиоактивность почвы, растительности и снега;
- радиоактивность воды и донных отложений;
- радиоактивность сельскохозяйственной продукции.

Все здания, сооружения и территория промплощадки АЭС разделены на две зоны: зону строгого режима и зону свободного режима. Зона строгого режима характеризуется возможным воздействием на персонал

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						107
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

радиационных факторов: внешнего γ , β и нейтронного излучения, загрязнения воздушной среды радиоактивными газами и аэрозолями, загрязнения поверхностей производственных помещений и оборудования радиоактивными веществами.

Принятые в проекте оборудование и конструкция, физические барьеры, а также системы безопасности позволяют сохранить нормальную работоспособность реакторной установки в условиях сейсмических воздействий по проекту (5 баллов) и обеспечить радиационную безопасность при максимально возможном землетрясении (6-7 баллов).

В качестве максимально возможной проектной аварии в проекте принят мгновенный разрыв трубопровода Ду 850 мм главного циркуляционного контура в условиях полного обесточения АЭС и действия максимального расчетного землетрясения. С этой целью на АЭС предусмотрены защитные и локализирующие устройства.

Выброс радиоактивных веществ от АЭС в целом не превышает значений выбросов, регламентированных “Санитарными правилами проектирования АЭС”.

А.3 Безопасность в чрезвычайных ситуациях

Проектные аварии. При возникновении на АЭС проектных аварий специальные системы безопасности обеспечивают надёжное «гашение» цепной реакции в активной зоне и непрерывное охлаждение ядерного топлива для предотвращения его расплавления.

Для АЭС с реактором ВВЭР согласно требованиям нормативных документов максимальная проектная авария (МПА) представляет собой разрыв одного из четырёх главных циркуляционных трубопроводов диаметром 850 мм с двухсторонним истечением теплоносителя первого контура при работе реактора на номинальной мощности.

Суммарная активность радиоактивных веществ, попадающих в атмосферу при МПА, может достигнуть 7000 Кюри, из которых почти 98% приходится на инертные газы, 1,9% на сравнительно короткоживущий йод-

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						108
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

131 и только тысячные доли процента общей активности приходится на цезий-137.

Влияние последствий аварии на растительный и животный мир не будет проявляться даже в границах санитарно-защитной зоны АЭС (3 км).

Поэтому радиационные последствия для населения по внешнему облучению всего тела и внутреннему облучению органов и тканей за счёт дыхания не будут представлять опасности для здоровья.

А.3.1 Запроектные аварии.

В проекте Ростовской АЭС рассмотрены возможные последствия 4-х аварий, называемых запроектными (ЗА), т.е. аварий, вызванных не учитываемыми в проекте событиями или сопровождающихся дополнительными отказами систем безопасности, которые могут привести к тяжёлым разрушениям активной зоны.

К таким авариям отнесены:

- авария с течью теплоносителя 1-го контура в объём защитной оболочки при проектном функционировании систем безопасности и отказе защитной оболочки (ЗА-1);

- аварии с течью теплоносителя 1-го контура и отказами некоторых систем аварийного охлаждения (ЗА-2);

- аварии с обесточиванием станции и не запуском трёх дизелей систем безопасности в течение первых суток (ЗА-3);

- аварии с течью теплоносителя 1-го контура во 2-ой контур (ЗА-4).

К наиболее тяжёлым последствиям с точки зрения радиационных поражений может привести запроектная авария третьего типа (ЗА-3). При ЗА-3 тяжёлые повреждения ядерного топлива обуславливаются прекращением охлаждения активной зоны реактора, вызванным полным обесточиванием АЭС, но защитная оболочка блока сохраняет проектную степень герметичности. Продолжительность выброса с учётом управления аварией составляет 1 сутки. Именно при этой аварии возможен

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						109
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

максимальный выход цезия-137, достигающий 1650 Кюри при общей активности выброса около 580000 Кюри.

Защитные мероприятия:

- укрытие населения на период прохождения радиоактивного облака выброса рекомендовано в зоне радиусом 6 км от АЭС по следу выброса и только для запроектных аварий ЗА-3;

- йодная профилактика в радиусе 12 км от АЭС по следу облака для детей и беременных женщин и в зоне радиусом 6 км от АЭС для взрослого населения. Обязательной эта мера становится в радиусе 4 км от АЭС по следу облака выброса для запроектной аварии ЗА-3;

- временная эвакуация на 2-3 месяца детей и беременных женщин в зоне протяжённостью 4,7 км от АЭС по следу облака (только при запроектной аварии третьего типа);

- ограничение потребления загрязнённых продуктов местного производства, исходя из доз внутреннего облучения щитовидной железы, могут превысить 30 км от АЭС по следу облака, но этот вид радиационного воздействия связан с поступлением в пищевые цепочки йода-131 и ограничен всего 2-3 месяцами после аварии.

В связи с тем, что ширина следа при рассматриваемых сценариях аварий не превышает 4 км, то на загрязнённую территорию попадает незначительная часть сельскохозяйственных угодий, расположенных в 30-километровой зоне, что определяет и небольшую долю загрязнённой продукции.

Оценка степени загрязнения при запроектных авариях основных открытых водоёмов (река Дон, Цимлянское водохранилище) показывает, что возможное увеличение дозы за счёт потребления воды без предварительной очистки составит не более 6% от допустимого предела.

Подземные воды в пределах 30-километровой зоны можно также считать относительно защищёнными, поскольку узкий след выброса будет определять локальность загрязнения водоносного горизонта, что с учётом

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						110
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

последующего разбавления не приведёт к существенному загрязнению поверхностных вод, питаемых подземными источниками.

Только для представителей растительного и дикого животного мира запроектные аварии 2-го и 3-го типов могут иметь заметные последствия в пределах 5-7 км от станции. Однако эти изменения будут носить достаточно локальный характер и уже через несколько лет будут скомпенсированы естественными процессами.

Таким образом, ни в одном из рассмотренных 4-х сценариев запроектных аварий на энергоблоках АЭС последствия этих аварий не могут представлять серьёзной радиологической опасности для населения, проживающего в районе размещения АЭС, или создать трудноразрешимые проблемы в своевременной организации необходимых профилактических и защитных мер.

А.4 Пожарная безопасность.

Пожаром называют неконтролируемое горение вне специального очага, наносящее материальный ущерб. Согласно ГОСТ 12.1.033-81 "Система стандартов безопасности труда. Пожарная безопасность. Термины и определения" понятие пожарная безопасность означает состояние объекта, при котором с установленной вероятностью исключается возможность возникновения и развития пожара и воздействия на людей опасных факторов режима, а также обеспечивается защита материальных ценностей.

Пожарная безопасность на предприятиях обеспечивается системой предотвращения пожара путем организационных мероприятий и технических средств, обеспечивающих невозможность возникновения пожара, а также системой пожарной защиты, направленной на предотвращение воздействия на людей опасных факторов пожара и ограничения материального ущерба от него.

Опасными факторами пожара для людей являются открытый огонь и искры, повышенная температура воздуха и предметов, токсичные продукты

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						111
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

горения, дым, пониженная концентрация кислорода в воздухе, обрушение и повреждение зданий, сооружений, установок, а также взрывы.

Система пожарной защиты предусматривает следующие меры: максимально возможное применение негорючих и трудногорючих веществ и материалов в производственных процессах, изоляцию горючей среды, ограничение количества горючих веществ и их надлежащее размещение, предотвращение распространения пожара за пределы очага, применение средств пожаротушения, применение конструкций производственных объектов с регламентированным пределом их огнестойкости и горючести, эвакуацию людей в случае пожара, применение средств коллективной и индивидуальной защиты от огня, применение средств пожарной сигнализации и средств извещения о пожаре, организацию пожарной охраны объекта.

Мероприятия по пожарной профилактики разделяются на организационные, технические, режимные и эксплуатационные.

Турбинный цех в соответствии со НПБ 105-2003 относится к «категории В4» - удельная пожарная нагрузка g на участке, $МДж \cdot м^{-2}$ (1-180) к этой категории относятся производства, в которых используется горючие и трудногорючие жидкости, твердые горючие и трудногорючие вещества и материалы (в том числе пыли и волокна), вещества и материалы, способные при взаимодействии с водой, кислородом воздуха или друг с другом только гореть.

Основные средства противопожарной защиты предприятий определяются стандартами (ГОСТ 12.1.044-89 "Система стандартов безопасности труда. Пожаровзрывоопасность веществ и материалов. Номенклатура показателей и методы их определения" и ГОСТ 12.1.033-81 "Система стандартов безопасности труда. Пожарная безопасность. Термины и определения").

Пены применяют для тушения твердых и жидких веществ, не вступающих во взаимодействия с водой. Огнетушащие свойства пены

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						112
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		

определяют ее кратностью – отношением объема пены к объему ее жидкой фазы, стойкостью, дисперсностью и вязкостью. На эти свойства пены помимо ее физико-химических свойств оказывают влияние природа горючего вещества, условия протекания пожара и подачи пены.

В зависимости от способа и условий получения огнетушащие пены делят на химические и воздушно-механические. Химическая пена образуется при взаимодействии растворов кислот и щелочей в присутствии пеннообразующего вещества и представляет собой концентрированную эмульсию двуокиси углерода в водном растворе минеральных солей, содержащем пенообразующее вещество.

Воздушно-механическую пену низкой (до 20), средней (20-200) и высокой (свыше 200) кратности получают с помощью специальной пенообразующей аппаратуры и пенообразователей ПО-1, ПО-1Д, ПО-6К, ПО-3А, ПО-1С и ПО-11.

При тушении пожаров инертными газообразными разбавителями используют двуокись углерода, азот, дымовые или отработавшие газы, пар, а также аргон и другие газы.

Порошковые составы являются, в частности, единственным средством тушения пожаров щелочных металлов, алюминийорганических и других металлоорганических соединений.

Широко используют порошковые составы на основе карбонатов и бикарбонатов натрия и калия. По области применения эти составы подразделяют на порошки общего и специального назначения. Первые, предназначены для тушения древесины и ряда других углеродосодержащих твердых материалов, а также ЛВЖ и ГЖ.

Специальные порошки, предназначены для тушения алюминийорганических и ряда других пирофорных (самовоспламеняющихся на воздухе) элементоорганических соединений.

					ФЮРА.311352.001 ПЗ	Лист
						113
Изм.	Лист	№ докум.	Подп.	Дата		